

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования
«Южно-Уральский государственный университет (национальный
исследовательский университет)»
Политехнический институт
Факультет «Автотранспортный»
Кафедра «Колесных и гусеничных машин»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
к.т.н., профессор
_____ В.Н. Бондарь
" _ " _____ 2019 г.

Проектирование привода ленточного конвейера с усилием 7500Н для
перемещения штучных грузов

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ 23.03.02.2019.021.00.00.00 ПЗ ВКР

Руководитель работы
к.т.н., доцент
_____ В.И. Дуюн
" _ " _____ 2019 г.

Автор работы
студент группы П-405
_____ З.А. Катков
" _ " _____ 2019 г.

Нормоконтролер
к.т.н., доцент
_____ В.И. Дуюн
" _ " _____ 2019 г.

Челябинск 2019

АННОТАЦИЯ

Катков З.А. Проектирование привода ленточного конвейера с усилием 7500 Н для перемещения штучных грузов – Челябинск: ЮУрГУ , ПИ, 2019, 65 с, 25 ил, 10 табл, библиогр. список – 42 наим, 4л. чертежей ф. А1.

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование привода ленточного конвейера, необходимого для перемещения штучных грузов. Задачи, поставленные в выпускной квалификационной работы:

- обзор и анализ существующих конструкций.
- выбор электродвигателя.
- проектирование клиноременной передачи
- проектирование редуктора и разработка чертежей.
- расчет фрикционной муфты и разработка чертежей.
- компоновка исполнительного механизма.

					23.03.02.2019.021.00.00. ПЗ		
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Литера</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>						3	65
<i>Проверил</i>					ЮУрГУ Кафедра «КГМ»		
<i>Н. Контр.</i>	<i>Дцян В.И.</i>						
<i>Утверил.</i>	<i>Бондарь В.Н.</i>						
Привод ленточного конвейера с усилием 7500Н для перемещения штучных грузов							

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОБЗОР И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ.....	7
2 РАСЧЕТ ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА	13
2.1 Выбор электродвигателя.....	13
2.2 Проектирование клиноременной передачи.	18
2.3 Проектный расчет редуктора.	23
2.4 Проектирование зубчатой-компенсирующей полумуфты.....	41
2.5 Расчет фрикционно предохранительной полумуфты.	43
2.6 Проектирование исполнительного органа.	48
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	61
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	62
ПРИЛОЖЕНИЕ А. СПЕЦИФИКАЦИИ.....	65

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

ВВЕДЕНИЕ

Конвейеры (транспортёры) как один из основных видов непрерывного транспорта широко применяют практически во всех отраслях промышленности и внутрискладской обработке грузов [42].

Благодаря своей универсальности ленточные конвейеры получили наиболее широкое распространение. Эти устройства применяют для транспортировки сыпучих, кусковых и штучных грузов по горизонтальным и комбинированным трассам, они представляют собой непрерывно движущуюся конвейерную ленту, транспортирующую различные грузы как в таре, так и навалом. Конвейерная лента движется по стационарным роlikоопорам, огибая приводной, натяжной, а иногда и отклоняющие барабаны. Ленточные конвейеры обычно оснащают жесткими трехроlikовыми опорами, скребками или щеточными устройствами для очистки конвейерной ленты с обеих сторон; они оборудованы также приводными, концевыми и отклоняющими барабанами. В качестве загрузочных устройств применяются лотки, воронки, спуски, бункера с затворами, питатели. В загрузочной части конвейера, как правило, устраивают борта с уплотнителями. При транспортировке крупногабаритного груза конвейеры могут быть оснащены в загрузочной их части под-амортизированными роlikоопорами.

Популярность ленточных конвейеров достигается благодаря таким их свойствам, как высокая производительность, обеспечиваемая скоростью движения ленты; низкие энергозатраты, простота конструкции, высокая надежность при продолжительной эксплуатации.

В ленточном конвейере груз перемещается на конвейерной ленте и вместе с ней. В зависимости от типа роlikоопор конвейерная лента имеет плоскую или желобчатую форму. Необходимое натяжение конвейерной ленты обеспечивает натяжная станция, обычно грузовая, а в передвижных конвейерах – винтовая.

Длина ленточного конвейера может составлять от 1...2 м до 1 км и более, производительность – от нескольких кубометров в час до нескольких тысяч

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

кубометров, ширина ленты – от 0,4 до 1,8 м, скорость движения ленты – от 0,5 до 5 м/с. Отметим, что по действующим нормативам скорость движения конвейерной ленты при ручной грузоразборке должна быть не более 0,5 м/с при массе обрабатываемого груза до 5 кг и 0,3 м/с при массе груза, превышающей 5 кг.

Ленточные конвейеры устанавливают на открытом воздухе на эстакадах и открытых площадках, в туннелях, галереях (отапливаемых и неотапливаемых), в зданиях. Температура окружающей среды при эксплуатации конвейеров колеблется, как правило, в диапазоне от минус 50 до 45 °С, но в отдельных случаях возможна работа при температуре от минус 50 до 200 °С. При необходимости ленточные конвейеры оснащают вспомогательным оборудованием, обеспечивающим их эксплуатацию в заданном режиме и создающим условия для нормальной и надежной работы всех механизмов: загрузочных устройств, центрирующих и очистных устройств, средств контроля пробуксовки, целостности и обрыва ленты, устройств для уборки просыпавшихся грузов и пылеподавления, аппаратуры автоматического управления, сигнализации и др.

Как правило, ленточные конвейеры оборудованы устройствами для удаления с поверхности нижней ветви просыпавшихся или упавших грузов и устройствами, исключающими падение с них транспортируемого материала.

Если накопительным устройством ленточного конвейера, перемещающего сыпучие грузы, является бункер, то накопление штучных грузов осложняется требованием сохранять их положение в пространстве – их накопление при сходе с ленточного конвейера может быть осуществлено в специальном накопительном устройстве в виде кольцевого накопительного стола с ограждениями. Такие накопительные устройства могут быть многоярусными и представляют собой склад или его секцию. Конструкция загрузочных устройств должна исключать заклинивание и зависание в них грузов, выпадение грузов или их просыпание, а также перегруз конвейера.

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 ОБЗОР И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Ленточные конвейеры используются более 100 лет. В основе транспорта — бесконечная лента, вращаемая приводным барабаном. Они используются для перемещения самых разнообразных твердых, сыпучих и аморфных грузов на расстояние от нескольких сантиметров в фармацевтике до нескольких десятков метров в горнодобывающей промышленности.

Конструкции транспортеров сильно разнятся в зависимости от их назначения, однако практически все они состоят из следующих основных частей и узлов: несущая рама, двигатель, ведущий барабан, натяжной барабан, опорные валки, лента, система управления и вспомогательные устройства.

Несущая рама крепится на стационарном или подвижном основании, она является основой всей конструкции. На ней крепятся опорные валки, по которым прокатывается транспортерная лента. Она приводится в движение ведущим (или приводным) барабаном. Рядом с ним или даже на одном валу размещается двигатель, приводящий в движение весь механизм. Момент вращения может передаваться на барабан и с удаленного источника энергии с помощью ременных, цепных или других передач.

При работе с сыпучим грузом конвейер снабжают бортиками, не дающими ему рассыпаться.

Конструкция ленты разнится в зависимости от характера перемещаемых грузов. Для работы с сыпучими материалами часто устанавливают ребра, поперечные или под углом. Ребра могут изготавливаться заодно с лентой, тогда их называют рифлеными (Установка на ленте высоких ребер, перегородок или ковшей дает возможность транспортировки груза под углами до 45°). Рифление также может быть треугольным, прямым, трапециевидным.

Отдельные предметы чаще перемещают на гладких транспортерах. Ленты изготавливают из прорезиненной ткани, специальных износостойких пластиков, металлических сегментов.

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Принцип работы ленточного конвейера: Натяжной барабан обеспечивает натяжение ленты и ее сцепление с ведущим барабаном; Приводной барабан приводит ленту в движение; Груз выкладывается или насыпается на рабочую ветвь в начало ленты; Он едет на ней до барабана и там ссыпается в бункер, снимается работниками или механизмами либо передается на следующий транспортер.

Производительность конвейера определяется многими факторами, среди них:

- 1) мощность двигателя;
- 2) скорость движения ленты;
- 3) ширина транспортера;
- 4) угол уклона.

Зависит производительность и от характера транспортируемого материала.

Общая классификация ленточных конвейеров

За десятилетия использования конструкторы создали множество разновидностей транспортеров. Их применяют как отдельные устройства, так и встраивают в механизмы, сложные технологические комплексы и производственные линии. Исходя из конструкции основного рабочего органа ленты среди конвейеров различают следующие типы:

1) Прямые

Это самая простая и самая распространенная разновидность. Рама расположена горизонтально или под небольшим углом. Натяжной барабан перемещается на каретке вдоль рамы, обеспечивая необходимое натяжение. Через равные промежутки установлены опорные ролики, не дающие ленте провисать под тяжестью груза (рисунок 1) [42].

Барабаны и ролики вращаются на своих валах с помощью подшипников качения.

Теоретическая производительность таких транспортеров может достигать 25 тонн/час, длина, 10 метров. С увеличением длины возрастают потери энергии на трение, и производительность устройства снижается.

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8



Рисунок 1 – Прямой, горизонтальный ленточный конвейер

Горизонтальные конвейеры – оборудование универсального назначения. Они широко применяются на складах, логистических комплексах, производствах, сортировочных и сборочных линиях. С помощью скорости ленточного конвейера задается темп работы всей линии.

2) Желобчатые конвейеры

Ролики такого механизма имеют вогнутый профиль, часто вместо одного ролика используют пару, закрепленную V- образно (рисунок 2) [42].



Рисунок 2 – Желобчатый конвейер для транспортировки сыпучих грузов

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Такие устройства используют для транспортировки сыпучих материалов и отдельных предметов, кусков породы разной величины. В качестве несущего органа желобчатого транспортера используется резино-тканевая лента. Ленту часто снабжают рифлением или ребрами.

Применяется в строительной, добывающей, химической и пищевой индустрии.

3) Наклонные

Наклонные ленточные транспортеры устроены практически так же, как и прямые. Их рама наклонена под определенным углом, фиксированным или регулируемым. Они обязательно снабжаются бортиками, чтобы защитить от случайного падения груза с высоты (рисунок 3) [42].

Такие механизмы позволяют поднимать перевозимые ими грузы на определенную высоту. Для каждого устройства в паспорте указывается предельный угол возвышения для разных видов перемещаемых материалов.

Используются такие конвейеры и для опускания грузов. Для этого им придают отрицательный угол наклона.



Рисунок 3 – Наклонный ленточный конвейер

Вертикальные транспортеры снабжаются высокими ребрами, ковшами или другими средствами удержания груза. Они позволяют эффективно поднимать его с уровня на уровень или даже с этажа на этаж, занимая при этом очень малую площадь. Если необходима постоянная подача материалов или предметов, ленточный транспортер заметно эффективнее лифта, и существенно проще в управлении.

4) Поворотные

Это наиболее сложные по своей конструкции системы. Плоская лента состоит не из непрерывного полотна из прорезиненной ткани или пластмассового материала. Она набрана из перекрывающихся листовых сегментов и способна изгибаться в плоскости транспортировки. Ленточный конвейер, таким образом, получает возможность поворачивать, огибать производственное оборудование либо строительные конструкции (рисунок 4) [42].



Рисунок 4 – Поворотный ленточный конвейер

На таких устройствах перемещают обычно штучный груз, выкладываемый прямо на поверхность сегментов или в контейнеры.

Такие ленточные конвейеры широко используются на сборочных и отделочных производствах с большим числом операций над изделием,

выполняемых на разных рабочих постах, расставленных в порядке выполнения действий над продуктом. Устройство транспортирует заготовки от одного к другому, задавая общий темп работы.

5) Телескопические

Телескопические системы - также относятся к конструктивно сложному оборудованию. Это универсальные системы, позволяющие оперативно, по мере надобности, менять свою длину (рисунок 5) [42]. Они имеют раздвижную раму и несколько секций обычного прямого ленточного конвейера. Секции хранятся в корпусе механизма, их можно быстро устанавливать в рабочее положение один за другим, набирая, таким образом, необходимую длину подачи груза. Предназначенные для штучных грузов ленточные телескопические транспортеры устанавливают секции встык, и груз передается с одной на другую. Вся конструкция может устанавливаться и под наклоном, обеспечивая подъем или опускание груза



Рисунок 5 – Телескопический ленточный конвейер

Если груз сыпучий, секции располагают под небольшим наклоном так, чтобы возвышения хватало для ссыпания материала на приемную площадку следующей серии

Вывод по разделу: представлено назначение ленточных конвейеров и перечислены их возможные конструкции. Приведены характеристики различных типов ленточных конвейеров. Выбрана определенная схема привода для некоторых типов ленточных конвейеров.

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

2 РАСЧЕТ ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

2.1 Выбор электродвигателя

2.1.1 Кинематический и силовой расчеты привода

Проведя аналитику всего выше изложенного, и изучив подобные устройства, была разработана кинематическая схема привода для ленточного конвейера [1].

Описание схемы: крутящий момент от электродвигателя через ременную передачу передается на ведущий вал червячного редуктора, затем, через ведомый вал редуктора передается на зубчато-фрикционную муфту и далее на приводной барабан.

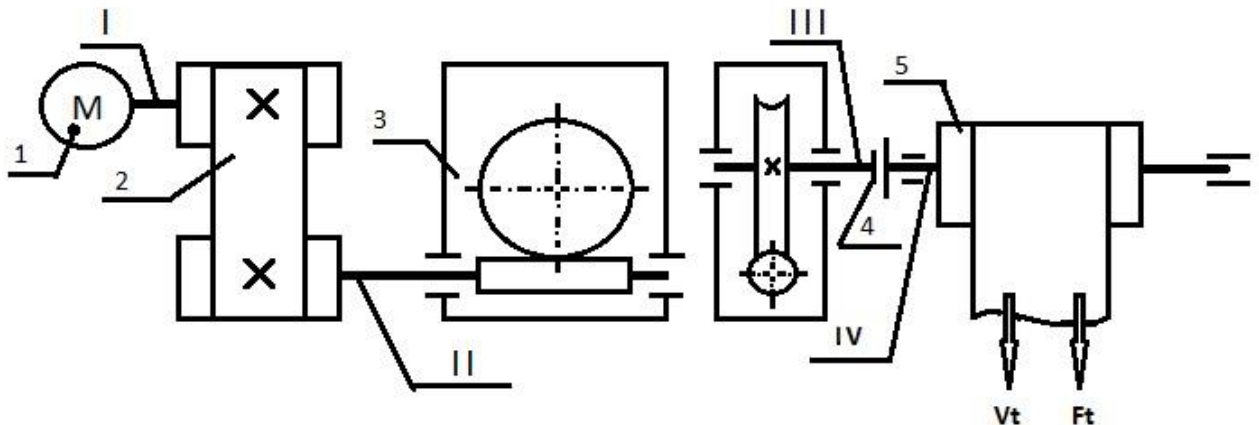


Рисунок 6 – Кинематическая схема привода ленточного конвейера

1 – электродвигатель (АИР); 2 – клиноременная передача; 3 – червячный редуктор; 4 – зубчатая-фрикционная муфта; 5 – приводной барабан; I-вал электродвигателя, II-ведущий вал, III-выходной вал, IV–исполнительный механизм.

2.1.2 Определение мощности на валу исполнительного органа

Мощность на валу барабана (исполнительного органа) $P_{в}$, кВт.

$$P_{\text{вых}} = F_t \cdot V_t \quad (1)$$

где F_t – окружное усилие на барабане, Н;

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

V_t – окружная скорость барабана, м/с (рисунок 6).

$$P_{\text{вых}} = 7500\text{Н} \cdot 0,22 \frac{\text{М}}{\text{с}} = 1650 \text{ Вт}$$

2.1.3 Определение расчётной мощности на валу электродвигателя

Расчетная мощность на валу двигателя:

$$P_{\text{потр.дв.}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta} \quad (2)$$

где η – общий КПД привода,

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \quad (3)$$

η_1 – КПД ременной передачи, $\eta_1 = 0,96$;

η_2 – КПД муфты, $\eta_2 = 0,98$;

η_3 – КПД пары подшипников, $\eta_3 = 0,99$;

η_4 – КПД червячной передачи, $\eta_4 = 0,85$.

$$\eta = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,85 = 0,79$$

$$P_{\text{дв}} = \frac{1650 \text{ Вт}}{0,79} = 2088 \text{ Вт}$$

Частота вращения вала барабана:

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V_t}{\pi \cdot D} \quad (4)$$

где D – диаметр барабана, мм;

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 0,22 \frac{\text{М}}{\text{С}}}{3,14 \cdot 220 \text{ мм}} = 19,1 \text{ мин}^{-1}$$

2.1.4 Выбор электродвигателя

Ориентировочная частота вращения вала электродвигателя $n_{\text{дв}}$ (мин^{-1}):

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{вых}} \cdot i_{\text{ч.п.}} \cdot i_{\text{рем}}, \quad (5)$$

где $i_{\text{рем}}$ – передаточное отношение ременной передачи (2...4)

$i_{\text{ч.п.}}$ - передаточное отношение червячной передачи (8...80)

Выбираем электродвигатель АИР100L6 таблица 1, рисунок 7 []

Частота вращения вала электродвигателя синхронная $n_{\text{синх}}$, мин^{-1} :

$$n^{\text{синх}} = 1000$$

Асинхронная частота определяется по формуле:

$$n^{\text{асинх}} = n^{\text{синх}} \cdot (1 - s) \quad (6)$$

Где S – относительное скольжение вала (0,02...0,07), примем $S=0,045$.

Рассчитаем асинхронную частоту вращения:

$$n^{\text{асинх}} = 1000 \text{ мин}^{-1} \cdot (1 - 0,045) = 955 \text{ мин}^{-1}$$

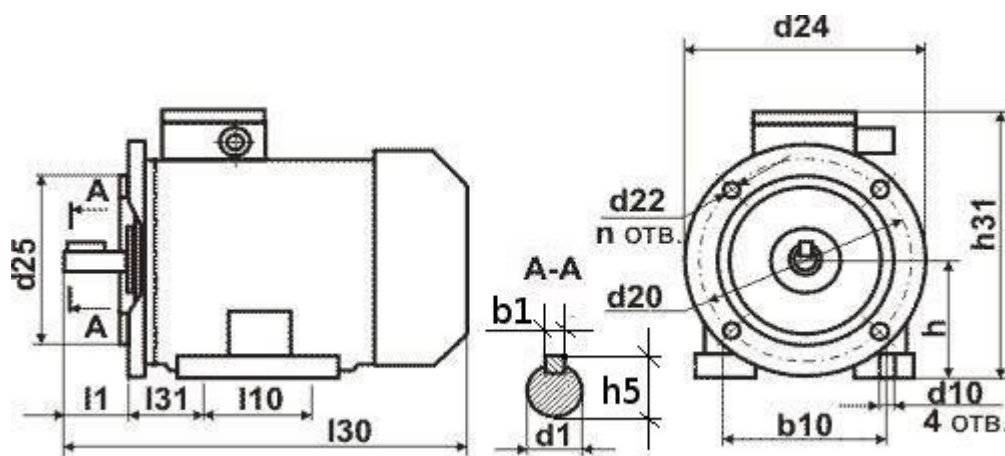


Рисунок 7 – Эскиз электродвигателя АИР100L6. ГОСТ 2479-79 [39]

Таблица 1 – Технические характеристики электродвигателя

Модель	Мощность	Частота	Габариты	Масса
АИР100L6	2,2 кВт	1000 мин ⁻¹	420*226*200	24 кг

Таблица 2 – Габаритно присоединительные размеры электродвигателя

Эл.двигатель	Число полюсов	Размеры, мм															
		l30	h31	d24	l1	l10	l31	d1	d10	d20	$\frac{d2}{2}$	d25	b10	n	h	h5	b1
АИР 100 L	2;4;6	420	277	250	60	140	63	28	12	215	14	180	160	4	100	31	8

2.1.5 Определение передаточного отношения привода. Расчет силовых и кинематических параметров привода

Определение общего передаточного отношения двигателя

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} \quad (7)$$

$$i_{\text{общ}} = \frac{955}{19,1} = 50$$

Разбивка общего передаточного отношения

$$i_{\text{рем}} = \frac{i_{\text{общ}}}{i_{\text{ч.п.}}} = \frac{50}{31,5} = 1,59 \quad (8)$$

Предварительно передаточное число червячной передачи примем 31,5.

Определение скоростей, мощностей, частот вращений и моментов на каждом валу

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{\text{ДВ}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 955}{30} = 100 \text{ с}^{-1}$$

$$w_2 = \frac{w_1}{i_{\text{рем}}} = \frac{100 \text{ с}^{-1}}{1,59} = 62,9 \text{ с}^{-1}$$

$$w_3 = w_4 = \frac{w_2}{i_{\text{ч.п.}}} = \frac{62,9 \text{ с}^{-1}}{31,5} = 2 \text{ с}^{-1}$$

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 955 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_{\text{дв}}}{i_{\text{рем}}} = \frac{955 \frac{\text{об}}{\text{мин}}}{1,59} = 600,6 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_3 = n_4 = \frac{n_2}{i_{\text{ч.п.}}} = \frac{600,6 \frac{\text{об}}{\text{мин}}}{31,5} = 19,1 \text{ мин}^{-1}$$

$$P_1 = P_{\text{дв}} = 2088 \text{ Вт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{рем}} = 2200 \text{ Вт} \cdot 0,96 = 2005 \text{ Вт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{ч.п.}} = 2005 \text{ Вт} \cdot 0,85 = 1704 \text{ Вт}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{п}} = 1704 \text{ Вт} \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 1654 \text{ Вт}$$

$$T_1 = \frac{P_1}{w_1} = \frac{2088 \text{ Вт}}{100 \text{ с}^{-1}} = 21 \text{ Нм}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{w_2} = \frac{2005 \text{ Вт}}{62,9 \text{ с}^{-1}} = 32 \text{ Нм}$$

$$T_3 = \frac{P_3}{w_3} = \frac{1704 \text{ Вт}}{2 \text{ с}^{-1}} = 852 \text{ Нм}$$

$$T_4 = \frac{P_4}{w_4} = \frac{1654 \text{ Вт}}{2 \text{ с}^{-1}} = 827 \text{ Нм}$$

Таблица 3 – Силовые и кинематические параметры привода

Номер вала	Мощность, P, Вт	Частота вращения, n, мин ⁻¹	Вращающий момент T, Н·м	Угловая скорость, ω, с ⁻¹
I	2088	955	21	100
II	2005	600,6	32	62,9
III	1704	19,1	852	2
IV	1654	19,1	827	2

2.2 Проектирование клиноременной передачи

Таблица 4 – Исходные данные для расчета клиноременной передачи

Исходные данные:		
Мощность на ведущем шкиве (кВт)	P_1	2,22
Частота вращения ведущего шкива (мин^{-1})	n_1	930
Крутящий момент на ведущем шкиве (Н·м)	T_1	22,81
Передаточное отношение передачи	i	2,43
Диаметр вала электродвигателя (мм)	d	32
Режим нагружения	-	средний
Тип передачи	-	клиноременная

Расчетные данные:

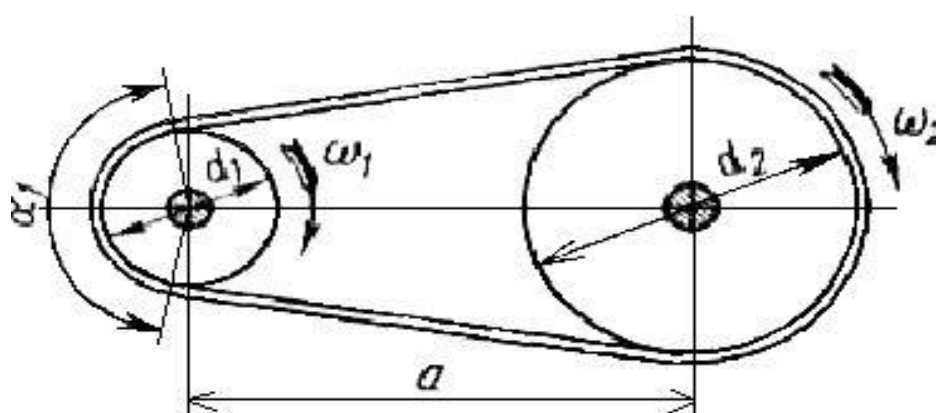


Рисунок 8 - Эскиз ременной передачи.

По передаваемой мощности и количеству оборотов на малом шкиве выбираем ремень нормального сечения ремня А [4]



Рисунок 9 – Выбор сечения ремня

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ

Лист

18

Тогда диаметр меньшего шкива:

$$d_1=90\text{мм}$$

Находим расчетный диаметр большего шкива:

$$d_2=d_1 \cdot i \quad (9)$$

$$d_2=90\text{мм} \cdot 2,43=218,7\text{мм}$$

Диаметр ведомого шкива округляем до ближайших стандартных по ГОСТ 17383-73

$$d_2=224\text{мм}.$$

Определяем действительное передаточное число:

$$i_d=d_2/d_1 \quad (10)$$

$$i_d=224\text{мм}/90\text{мм}=2,49$$

Отклонение Δi от требуемого не должно превышать допустимого $[\Delta i] \leq |5\%|$

$$\Delta i = |(i_d - i) \cdot 100\% / i| \quad (11)$$

$$\Delta i = |(2,49 - 2,43) \cdot 100\% / 2,43| = 2,47\%$$

Условие выполняется.

Определяем скорость V (м/с) ремня:

$$V = \pi \cdot d_1 n_1 / 60000 \quad (12)$$

$$V = 3,14 \cdot 90\text{мм} \cdot 930\text{мин}^{-1} / 60000 = 4,38\text{м/с}$$

Определяем межосевое расстояние, которое находится в пределах:

$$2 \cdot (d_1 + d_2) \geq a \geq (0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h) \quad (13)$$

$$a_{\text{max}} = 2 \cdot (90\text{мм} + 224\text{мм}) = 628\text{мм};$$

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

$$a_{\min}=0,55 \cdot (90\text{мм}+224\text{мм})+6\text{мм}=178,7\text{мм};$$

Принимаем предварительное межосевое расстояние равным 270мм.

Тогда длина ремня при принятом межосевом расстоянии:

$$L=2 \cdot a+\pi \cdot (d_1+d_2)/2+(d_2-d_1)^2/(4 \cdot a) \quad (14)$$

$$L=2 \cdot 270\text{мм}+3,14 \cdot (90\text{мм}+224\text{мм})/2+(224\text{мм}-90\text{мм})^2/(4 \cdot 270\text{мм})=1049,86\text{мм}$$

Принимаем длину ремня равным 1120мм.

По выбранной длине ремня уточняем межосевое расстояние:

$$a=(2 \cdot L-\pi \cdot (d_2+d_1)+\sqrt{[(2 \cdot L-\pi \cdot (d_2+d_1))^2-8 \cdot (d_2-d_1)^2]})/8 \quad (15)$$

$$a=(2 \cdot 1120-3,14 \cdot (224+90)+\sqrt{[(2 \cdot 1120-3,14 \cdot (224+90))^2-8 \cdot (224-90)^2]})/8=306\text{мм}$$

Определяем угол обхвата на меньшем шкиве:

$$\alpha_1=180^\circ-57 \cdot (d_2-d_1)/a \quad (16)$$

$$\alpha_1=180^\circ-57 \cdot (224\text{мм}-90\text{мм})/306\text{мм}=155,04^\circ \approx 155^\circ$$

В зависимости от размера сечения ремня, диаметра меньшего шкива и частоты его вращения определяем мощность P_0 , передаваемую одним ремнем в условиях типовой передачи ($\alpha=180^\circ$; $u=1$; нагрузка - спокойная, при базовой длине ремня L_0 и среднем ресурсе).

$$P_0=0,75\text{кВт}; L_0=1320\text{мм}.$$

Определяем расчетную мощность передаваемую одним ремнем:

$$P_p=P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_i \cdot C_p \quad (17)$$

Где $C_\alpha=0,94$ - коэффициент угла обхвата;

$C_l=0,95$ - коэффициент длины ремня в зависимости от отношения

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

$$L/L_0=1120/1320=0,85;$$

$C_i=1,13$ - коэффициент передаточного отношения;

$$P_p=0,75\text{кВт}\cdot 0,94\cdot 0,95\cdot 1,13\cdot 0,85=0,64\text{кВт}$$

Определяем количество ремней:

$$z=P_1/(P_p\cdot C_z) \quad (18)$$

$C_z=0,9$ - коэффициент числа ремней (предварительное число ремней 4)

$$z=2,22\text{кВт}/(0,64\text{кВт}\cdot 0,9)=3,85$$

Принимаем количество ремней равным 4.

Окружное усилие в ременной передаче

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 22810\text{Нмм}}{90\text{мм}} = 506\text{Н} \quad (19)$$

Максимальное напряжение в ремне:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{из} + \sigma_V \quad (20)$$

Где σ_1 – напряжение в рабочей ветви

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot S} = 1,6\text{МПа} + \frac{506\text{Н}}{2 \cdot 4 \cdot 81\text{мм}} = 2,38\text{МПа} \quad (21)$$

$$\sigma_0 = 1,6 \text{ МПа}$$

Где $\sigma_{из}$ – напряжение от изгиба на малом шкиве;

$$\sigma_{из} = \frac{E \cdot h}{d_1} = \frac{80\text{МПа} \cdot 8\text{мм}}{90\text{мм}} = 7,1\text{МПа} \quad (22)$$

$$E = 80\text{МПа}$$

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Где σ_V – напряжение от центробежных сил;

$$\sigma_V = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6} = 1200 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \left(4,38 \frac{\text{м}}{\text{с}}\right)^2 \cdot 10^{-6} = 0,023 \text{ Мпа} \quad (23)$$

Где $\rho = 1200 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ плотность прорезиненного ремня;

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{из}} + \sigma_V = 2,38 + 7,1 + 0,023 = 9,5 \text{ Мпа} \quad (24)$$

Расчетная долговечность ремня

$$L_h = \left(\frac{\sigma_{y\text{lim}}}{\sigma_{\max}}\right)^m \cdot \frac{10^7 \cdot C_u \cdot C_H}{2 \cdot 3600 \cdot v} \quad (25)$$

Где $\sigma_{y\text{lim}} = 15 \text{ МПа}$ – предел выносливости;

$m = 9$ – показатель степени кривой усталости.

$C_u = 1,7$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа;

$C_H = 1$ – коэффициент, учитывающий непостоянство нагрузки;

$$v = \frac{V}{L} = \frac{4,38 \text{ м/с}}{1,12 \text{ м}} = 3,91 \text{ 1/с} \quad (26)$$

$$L_h = \left(\frac{15 \text{ МПа}}{9,5}\right)^9 \cdot \frac{10^7 \cdot 1,7 \cdot 1}{2 \cdot 3600 \cdot 3,91} = 36833 \text{ часов} \quad (27)$$

$$36833 > 12000$$

Условие выполняется.

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

2.3 Проектный расчет редуктора

2.3.1 Подбор материала червячного колеса и червяка.

Проверочный расчет червячного редуктора проводим по учебнику [8]

Червяк выбираем исходя из таблицы в учебнике по материалам качественных углеродистых (ГОСТ 1050-88 [20]) и легированных (ГОСТ 4543-71 [23]) сталей. Предпочтение следует отдать легированным сталям . Легирование сталей хромом, марганцем и др. элементами повышает износостойкость, улучшает условия приработки передачи. [8]

Сталь по ГОСТ 4543-71	Термообработка	Твердость	
		поверхности, НРС	сердцевины, НВ
15Х, 20Х, 18ХГТ	Цементация, нитроцементация, цианирование	56...60	230...240
40Х, 30ХГС, 40ХН	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ	45...50	250...280
	Улучшение	—	250...280

Рисунок 10 – Рекомендуемые материалы червяка

Исходя из данных по таблице, целесообразнее всего было выбрать Червяк 40Х с поверхностной закалкой с нагревом ТВЧ [23].

Для того чтобы выбрать материал для червячного колеса нужно рассчитать скорость скольжения в контакте по формуле:

$$V_c = \frac{4 \times n_1}{10^4} \times \sqrt[3]{T_2} \quad (28)$$

Где $n_1 = 600,6$ - частота вращения вала червяка, мин⁻¹.

$T_2 = 852$ - вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

$$V_c = \frac{4 \times 600,6}{10^4} \times \sqrt[3]{852} = 2,277$$

Если $V_C=2,277$ то по ГОСТ-493-54 лучше всего будет подходить материал: БрАЖН-10-4-4 со способом отливки в кокиль.

Для этого материала допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 250\text{Мпа}$

2.3.2 Расчет червячных передач на прочность

Редуктор был выбран по номинальному крутящему моменту на выходном валу, по частоте вращения быстроходного вала и передаточному отношению. Подошел редуктор Ч-160 с передаточным отношением 31,5. Так как оптимальное число зубьев должно быть в пределах от 32...63, то правильнее всего будет выбрать однозаходный редуктор с количеством зубьев на червячном колесе равным $Z_2=32$.

Коэффициент нагрузки К. При проектном расчете рассчитывается по формуле:

$$K=1+\left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \times (1 - x) \quad (29)$$

Где z_2 это число зубьев червячного колеса.

θ -коэффициент деформации червяка, определяемый в зависимости от Z_1 и q по рисунку 11 из учебника [8]

z_1	q				
	8	9	10	12,5	14
1	72	89	108	157	190
2	57	71	86	125	152
4	47	58	70	101	123

Рисунок 11 – Коэффициент деформации червяка θ

$$K=1+\left(\frac{32}{72}\right)^3 \times (1 - 0,5) \approx 1,044 \quad (30)$$

По этой формуле можно проверить предварительное межосевое расстояние:

$$\alpha \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \times \sqrt[3]{\left(\frac{5400 \times q}{z_2 \times \sigma_{HP}}\right)^2 \times T_2 \times K} \quad (31)$$

Где $T_2 = 852$ - вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

$q=8$ - коэффициент диаметра червяка

$\sigma_{HP} = 250$ Мпа допускаемые напряжения

$Z_2=32$ число зубьев червячного колеса

$$\alpha \geq \left(\frac{32}{8} + 1\right) \times \sqrt[3]{\left(\frac{5400 \times 8}{32 \times 250}\right)^2 \times 852 \times 1,044} = 148$$

Наше межосевое расстояние равное 160 подходит по формуле которая определяет предварительное межосевое расстояние.

Модуль диаметра червяка можно проверить по формуле:

$$m = \frac{2 \times a}{z_2 + q} \quad (32)$$

$Z_2=32$ число зубьев червячного колеса

$q=8$ - коэффициент диаметра червяка который мы выбрали по ГОСТ 2144-76[]

$$m = \frac{2 \times 160}{32 + 8} = 8$$

Проверить межосевое расстояние можно по формуле:

$$a = 0,5 \times m(z_2 + q)$$

$m=8$ модуль диаметра червяка который мы выбрали по ГОСТ 2144-76 [20]

$z_2=32$ число зубьев червячного колеса

$q=8$ - коэффициент диаметра червяка

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$a = 0,5 \times 8(32 + 8) = 160$$

Коэффициент смещения

$$X = \frac{a_w - a}{m} \quad (33)$$

$$X = \frac{160 - 160}{8} = 0$$

Смещения нет

Проверка межосевого расстояния выполнена.

2.3.3 Определение геометрических размеров передачи.

Параметры червяка:

Делительный диаметр, мм:

$$d_1 = m \times q \quad (34)$$

$$d_1 = 8 \times 8 = 64$$

Начальный диаметр, мм:

$$d_{w1} = m(q + 2x) \quad (35)$$

$$d_{w1} = 8(8 + 2 \times 0) = 64$$

Диаметр вершин, мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m \quad (36)$$

$$d_{a1} = 64 + 2 \times 8 = 80$$

Диаметр впадин, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \times m \quad (37)$$

$$d_{f1} = 64 - 2,4 \times 8 = 44,8$$

Делительный угол подъема линии витка:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) \quad (38)$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{1}{8}\right) = 0,124355 \approx 7^\circ$$

Начальный угол подъема линии витка в передаче со смещением инструмента:

$$\gamma_w = \frac{z_1}{q + 2 \times x} \quad (39)$$

$$\gamma_w = \frac{1}{8 + 2 \times 0} = 0,124355 \approx 7^\circ$$

Параметры червячного колеса, мм:

Делительный и совпадающий с ним начальный диаметр:

$$d_2 = m \times z_2 \quad (40)$$

$$d_2 = 8 \times 32 = 256$$

Диаметр вершин:

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) \quad (41)$$

$$d_{a2} = 256 + 2 \times 8(1 + 0) = 272$$

Диаметр впадин:

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) \quad (42)$$

$$d_{f2} = 256 - 2 \times 8(1,2 - 0) = 236,8$$

Наибольший диаметр:

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \times m}{z_1 + 2} \quad (43)$$

$$d_{am2} \leq 272 + \frac{6 \times 8}{1 + 2}$$

$$d_{am2} = 288$$

Ширина венца:

$$b_2 < 0,75 \times d_{a1} \text{ при } Z_1 = 1 \quad (44)$$

$$b_2 = 60$$

Длина нарезанной части червяка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \times z_2) \times m \quad (45)$$

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \times 32) \times 8 = 104$$

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

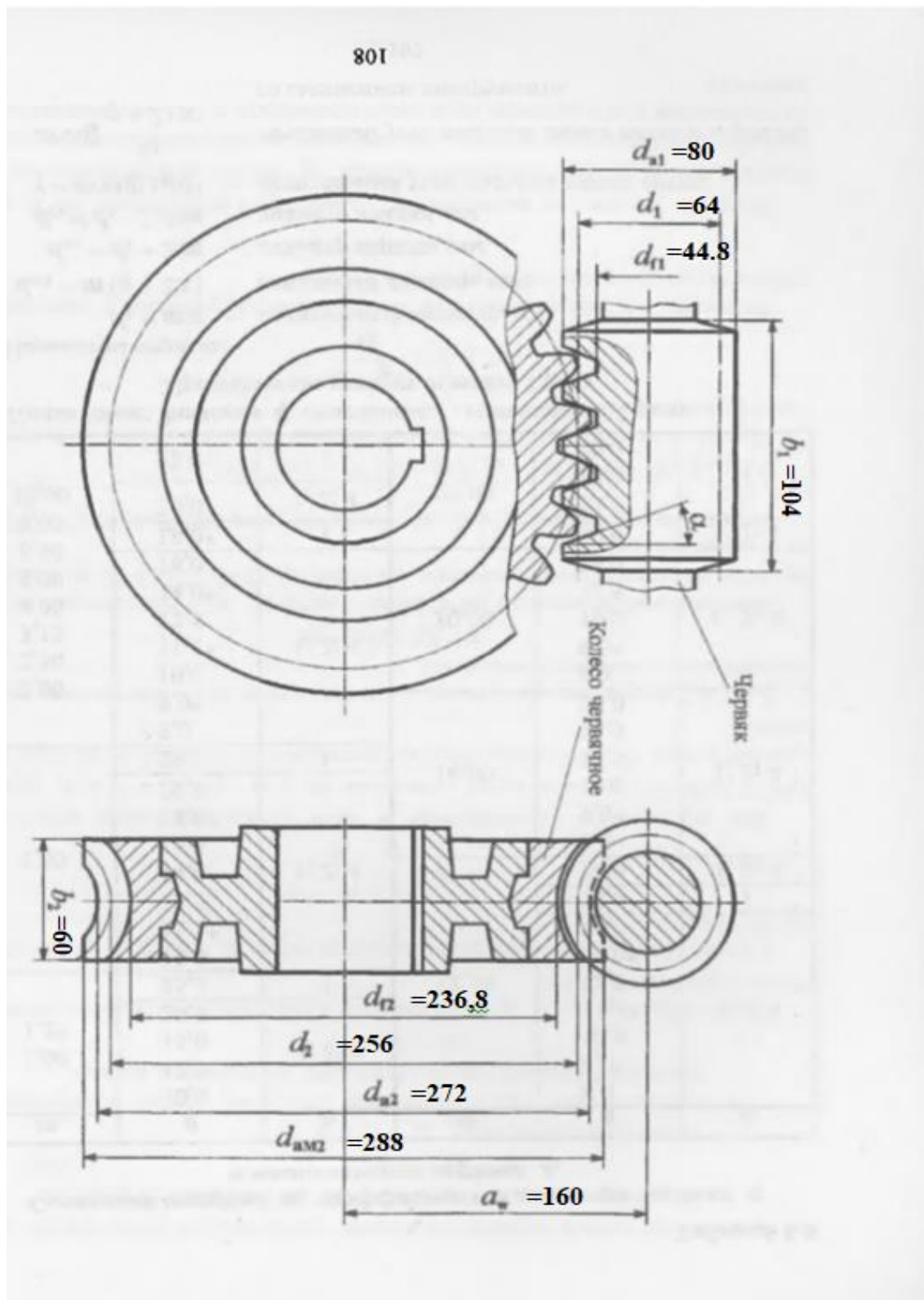


Рисунок 12 – Геометрические параметры червячной передачи [8]

Проверяем скорость скольжения в зацеплении, м/с,

$$V_c = \frac{\pi \times d_{w1} \times n_1}{60 \times 1000 \times \cos \gamma_w} \quad (46)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ

Лист

29

$$V_c = \frac{3,14 \times 64 \times 600,6}{60 \times 1000 \times 0,99} = 2,03$$

Скорость соответствует выбранному ранее материалу БрАЖН-10-4-4.

КПД червячной передачи:

$$n_j = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho')} \quad (47)$$

ρ' - зависимость угла трения от скорости скольжения, берем из таблицы в учебнике и умножаем на 1,3 так как мы используем безоловянную бронзу.

$$\rho' = 2^\circ 17' \times 1,3 \approx 3^\circ$$

$$n_j = \frac{\operatorname{tg} 7^\circ 7' 30''}{\operatorname{tg}(7^\circ 7' 30'' + 2^\circ 17' \times 1,3)} = 0,71$$

2.3.4 Проверочный расчет червячной передачи на действительные контактные напряжения

Действительные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = \frac{5400 \times q}{z_2} \times \sqrt[3]{\left(\frac{z_2 + q}{q \times a_w}\right)^3 \times T_2 \times K} < \sigma_{HP} \quad (48)$$

$$\sigma_H = \frac{5400 \times 8}{32} \times \sqrt[3]{\left(\frac{32 + 8}{8 \times 160}\right)^3 \times 852 \times 1,044} < 250$$

$$\sigma_H = 222,42 < 250$$

Условие прочности выполняется

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

2.3.5 Допускаемые напряжения при расчете зубьев червячного колеса колеса на выносливость по изгибу

Число циклов нагрузки зубьев червячного колеса за весь срок службы при постоянной частоте вращения вала:

$$N_{\Sigma} = 60 \times n \times t_{\Sigma} \quad (49)$$

$t_{\Sigma}=12000$ – время работы передачи за весь срок службы привода, ч

$$N_{\Sigma} = 60 \times 600,6 \times 12000 = 432432000$$

Далее рассчитываем эквивалентное число циклов напряжений изгиба на зубьях червячного колеса

$$N_{FE} = \mu_F \times N_{\Sigma} \quad (50)$$

$\mu_F = 0,063$ – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на выносливость зубьев по изгибу. Его можно взять из учебника по таблице 6.4

$$N_{FE} = 0,063 \times 432432000 = 27243216$$

K_{FL} -коэффициент долговечности для бронз

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} \quad (51)$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{27243216}} = 0,69$$

Допускаемые напряжения изгиба зубьев червячного колеса для бронзовых колес, Мпа

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

$$\sigma_{FP} = 0,16 \times \sigma_B \times K_{FL} \quad (52)$$

σ_B - согласно ГОСТ-493-54 для БрАЖН-10-4-4 = 600 МПа

$$\sigma_{FP} = 0,16 \times 600 \times 0,69 = 66,24$$

2.3.6 Проверочный расчет червячной передачи на выносливость зубьев по изгибу

Y_F – коэффициент формы зуба червячного колеса, зависящий от эквивалентного числа зубьев колеса Z_v и определяемый по рисунку 13 [8]

z_v	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_F	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

Рисунок 13 – Коэффициент формы зуба червячного колеса Y_F

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} \quad (53)$$

$$z_v = \frac{32}{\cos^3 7^\circ 7' 30''} = 33$$

$$Y_F = 1,70$$

Действительные напряжения изгиба зубьев червячного колеса, Мпа

$$\sigma_F = \frac{1400 \times T_2 \times K \times Y_F}{d_2 \times b_2 \times m \times \cos \gamma} \leq \sigma_{FP} \quad (54)$$

$$\sigma_F = \frac{1400 \times 852 \times 1,044 \times 1,70}{256 \times 60 \times 8 \times 0,98} \leq 66,24$$

$$17,58 \leq 66,24$$

Червячные передачи имеют большой запас по изгибу зубьев червячного колеса.

2.3.7 Проверка червячной передачи на прочность при действии кратковременных перегрузок.

Расчет нужен для проверки предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев и предотвращения заедания.

Расчетное напряжение σ_{Hmax} , создаваемое наибольшей нагрузкой из числа подводимых к передаче, даже при однократном ее действии, вычисляют по формуле:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_{max}}{T_H}} < \sigma_{HPmax} \quad (55)$$

T_{max} в данной формуле будет равняться 852×2 , так как при перегрузках это значение принято считать в два раза больше обычного T .

Допускаемые предельные контактные напряжения σ_{HPmax} вычисляют по формуле (в нашем случае для безоловянных бронз) $\sigma_{HPmax} = 2 \times \sigma_T$

$\sigma_T = 200$ для нашего материала согласно ГОСТ-493-54

$$\sigma_{Hmax} = 222,42 \times \sqrt{\frac{852 \times 2}{852}} < 400$$

$$\sigma_{Hmax} = 314,8 < 400$$

Проверка изгибной прочности при действии максимальной нагрузки. Расчет служит для предотвращения остаточной пластической деформации или хрупкого излома зубьев.

Расчетные напряжения σ_{Fmax} , создаваемые наибольшей нагрузкой из числа подводимых к передаче, даже при однократном ее действии, вычисляют по формуле, Мпа,

$$\sigma_{Fmax} = \frac{T_{max}}{T_H} \times \sigma_F \leq \sigma_{FPmax} \quad (56)$$

$$\sigma_{F_{\max}} = \frac{852 \times 2}{852} \times 17,58 \leq \sigma_{FP_{\max}}$$

$\sigma_{FP_{\max}} - 0,8 \times \sigma_T - \text{для бронз}$

$$\sigma_{FP_{\max}} - 0,8 \times 200 = 160$$

$$\sigma_{F_{\max}} = 35,16 \leq 160$$

2.3.8 Силы в зацеплении червячной передачи

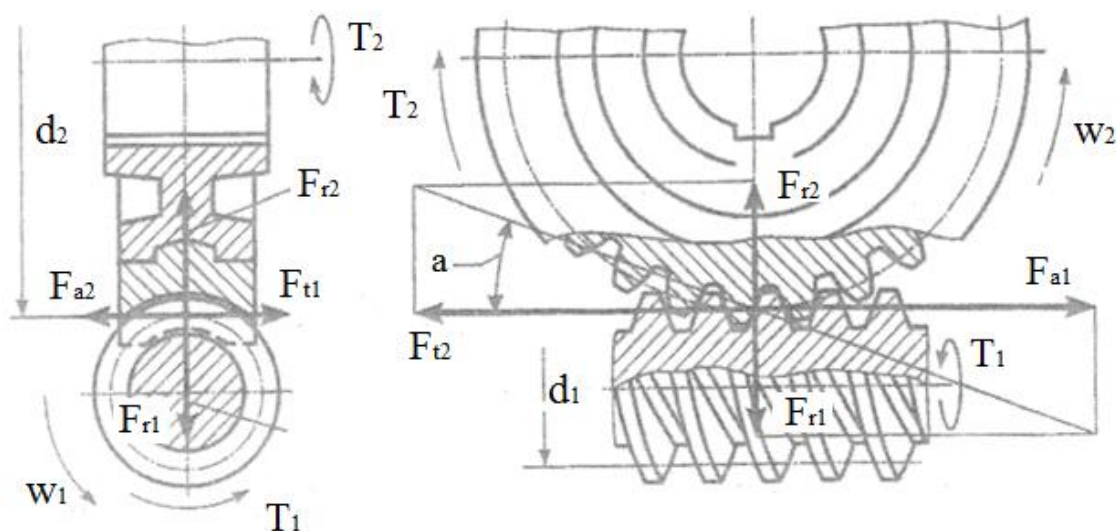


Рисунок 14 – силы в зацеплении червячного колеса и червяка

Окружная сила на червяке F_{t1} , равная осевой силе на червячном колесе F_{a2} , Н, [8]

$$F_{t1} = |F_{a2}| = \frac{2000 \times T_1}{d_1} \quad (57)$$

$$F_{t1} = |F_{a2}| = \frac{2000 \cdot 26,6}{64} = 831 \text{ Н}$$

Окружная сила на червячном колесе F_{t2} , равная осевой силе на червяке F_{a1} , Н,

$$F_{t2} = |F_{a1}| = \frac{2000 \times T_2}{d_2} \quad (58)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$F_{t2} = |F_{a1}| = \frac{2000 \times 852}{256} = 6\,656,25$$

Радиальная сила, Н,

$$F_{r1} = |F_{r2}| = F_{t2} \times \operatorname{tg}\alpha \quad (59)$$

Где T_1, T_2 – вращающие моменты соответственно на червяке и червячном колесе, Нм;

α – угол профиля червяка в осевом сечении; для архимедова червяка $\alpha = 20^\circ$;

d_1, d_2 – делительные диаметры червяка и червячного колеса, мм.

$$F_{r1} = |F_{r2}| = 6\,656,25 \times 0,36 = 2396,25$$

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

2.3.9 Проверочный расчет тихоходного вала на статическую прочность

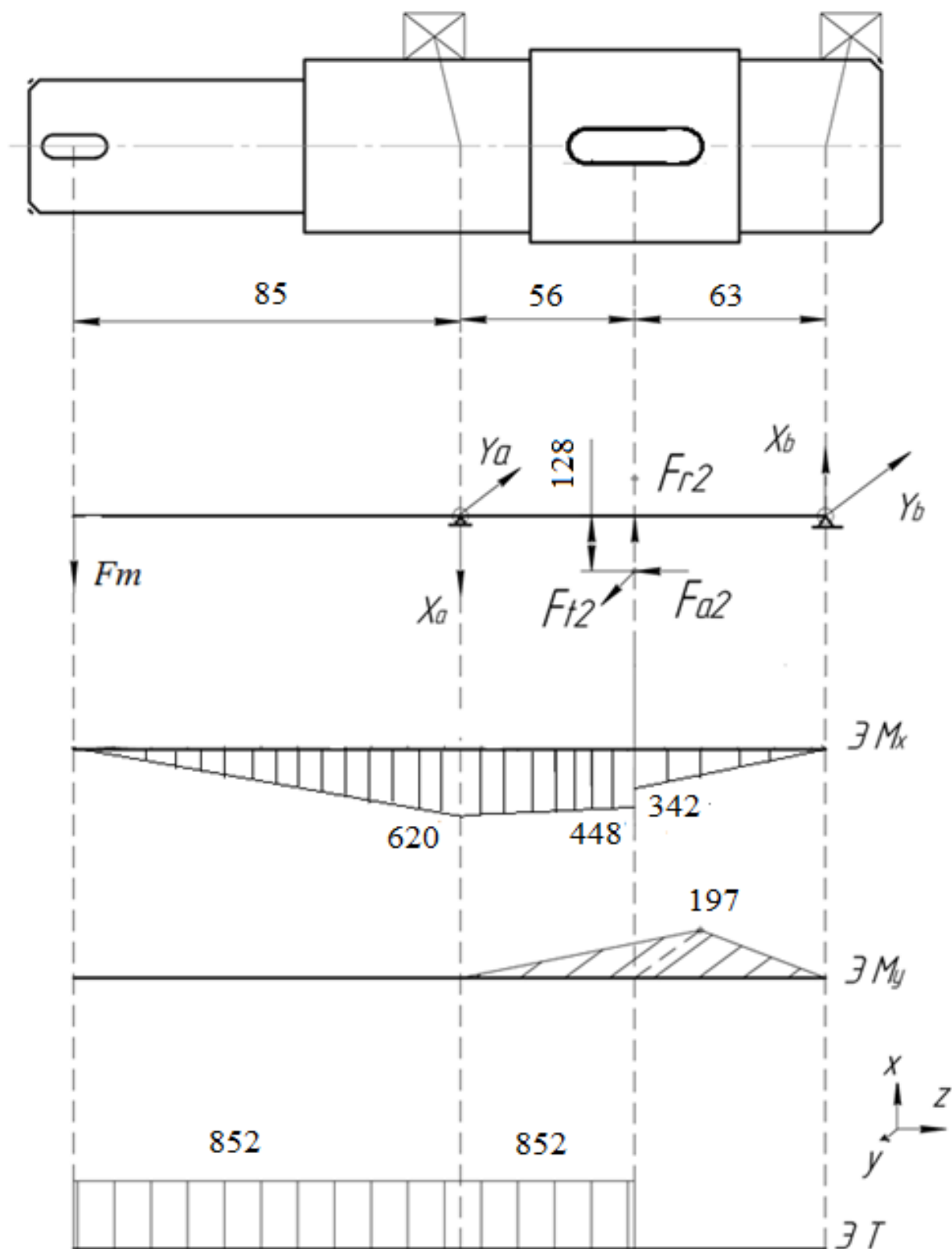


Рисунок 15 – Схема нагруженного вала [7]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ

Лист

36

Определим реакции в подшипниках:

В плоскости Oxz :

$$\Sigma M_a = F_{r2} \times 0,056 - F_{a2} \times 0,128 + F_m \times 0,085 + X_B \times 0,119 = 0 \quad (60)$$

$$X_B = \frac{-132,6 + 106,4 - 620,3}{0,119} = -5432 \text{ Н} \quad (61)$$

$$\Sigma M_B = -F_{r2} \times 0,063 - F_{a2} \times 0,128 + F_m \times 0,204 + X_A \times 0,119 = 0$$

$$X_A = \frac{151 + 106 - 1488,6}{0,119} = -10349 \text{ Н}$$

В плоскости Oyz :

$$\Sigma M_a = -F_{t2} \times 0,056 + Y_B \times 0,119 = 0 \quad (62)$$

$$Y_B = \frac{372,7}{0,119} = 3132 \text{ Н} \quad (63)$$

$$\Sigma M_B = F_{ta2} \times 0,063 - Y_A \times 0,115 = 0$$

$$Y_A = \frac{419,3}{0,119} = 3523 \text{ Н}$$

Рассмотрим сечение, где изгибающий момент достигает максимального значения:

$$M_{\text{эКВ1}}^{\text{max}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2 + T^2} \quad (64)$$

$$M_{\text{эКВ2}}^{\text{max}} = \sqrt{448^2 + 197^2 + 852^2} = 982,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

$$M_{\text{эКВ2}}^{\text{max}} = \sqrt{M_X^2 + T^2} \quad (65)$$

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

$$M_{\text{ЭКВ2}}^{\text{max}} = \sqrt{620^2 + 852^2} = 1053,7 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Максимальное эквивалентный момент в сечении 2:

Эквивалентное напряжение находим по формуле:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{max}} = \frac{M_{\text{ЭКВ2}}^{\text{max}}}{W_x} = \frac{M_{\text{ЭКВ2}}^{\text{max}}}{0,1 \times d^3} \quad (66)$$

где $d = 55$ мм – диаметр тихоходного вала под подшипник.

$$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{max}} = \frac{1053,7 \cdot 10^3}{0,1 \times 55^3} = 63,3 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа:

$$[\sigma] = \frac{[\sigma_{\text{и}}]}{k_p} \quad (67)$$

где $k_p = 2$ – коэффициент режима работы;

$[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{\sigma_{\text{T}}}{[n]} \quad (68)$$

где σ_{T} – предел текучести материала сталь 45, МПа;

$[n] = 2$ – коэффициент запаса.

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{320}{2} = 160 \text{ МПа;}$$

$63,3 \text{ МПа} \leq 160 \text{ МПа}$ – условие выполняется.

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

2.3.10 Расчет червяка на жесткость

Расчет является проверочным и проводится после выполнения компоновки редуктора и определения расстояния между опорами валов [8].

Правильность зацепления червячной пары может быть обеспечена лишь при достаточной жесткости червяка. Жесткость червяка оценивается по стреле прогиба. При симметричном расположении опор стрела прогиба, мм, определяется по формуле:

$$f = \frac{l_0^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 \times E \times I_{пр}} \leq [f] \quad (69)$$

Где $l_0 = 240$ – расстояние между опорами червяка, мм;

E – модуль продольной упругости материала червяка; для стального червяка $E = 2,15 \times 10^5$ Мпа;

$I_{пр}$ – приведенный момент инерции сечения червяка, мм,

$$I_{пр} = 0,05 \times d_{f1}^4 \times \left(0,375 + 0,625 \times \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) \quad (70)$$

$$I_{пр} = 0,05 \times 44,8^4 \times \left(0,375 + 0,625 \times \frac{80}{44,8} \right) = 300100$$

$[f] = 0,01 \times m$ – допускаемый прогиб червяка, мм.

$$[f] = 0,01 \times 8 = 0,08$$

$$f = \frac{240^3 \sqrt{831^2 + 2396,25^2}}{48 \times 215000 \times 300100} \leq 0,012$$

$$0,012 \leq 0,08$$

2.3.11 Тепловой расчет редуктора

В качестве теплового расчета вычисляют температуру масла в редукторе по формуле:

$$t_m = \frac{1000 \times P_1 \times (1 - \eta)}{K_T \times A \times (1 + \psi)} + t_0 \leq [t_M] \quad (71)$$

$P_1 \approx 2$ - мощность, (определенная по силовому и кинематическому анализу привода) подводимая к быстроходному валу редуктора, кВт;

$\psi=0,3$ - коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту или раму машины.

A – Площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора [8]

$$A_1 = 20 \times 0,16^2 = 0,512$$

$$A_2 = 0,1 \times 0,512 = 0,0512$$

$$A = A_1 + A_2 \quad (72)$$

$$A = 0,512 + 0,0512 \approx 0,57$$

$K_T = 12 \dots 16$ - коэффициент теплопередачи

t_0 – температура окружающей среды, °С; если редуктор находится в помещении, то температуру принимают равной 20°

$[t_M]$ – для передач работающих в непрерывном режиме, наибольшее значение рабочей температуры масла t не должно превышать 90°С

$$t_m = \frac{1000 \times 2 \times (1 - 0,71)}{16 \times 0,57 \times (1 + 0,3)} + 20 \leq 90$$

$$68 \leq 90$$

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

2.4 Проектирование зубчатой-компенсирующей полумуфты.

Таблица 5 – исходные данные

Частота вращения на тихоходном валу (мин^{-1})	n_3	19,14
Крутящий момент на тихоходном валу (Нм)	T_3	852,48
Диаметр тихоходного вала редуктора (мм)	d	50

По ГОСТ Р 50895-96 выбираем муфту по диаметру выходного вала [39]

Таблица 6 – Габаритные размеры зубчатой муфты [6].

d	D	D_1	D_2	l	L	n (с^{-1})	$T_{кр}$ (Нм)	Масса (кг)
Размеры в мм.								
70	110	90	75	80	174	55	1600	0,54

Таблица 7 – Параметры зубчатого соединения муфты.

$T_{кр}$	m (мм)	z	b (мм)
1600	3	48	20

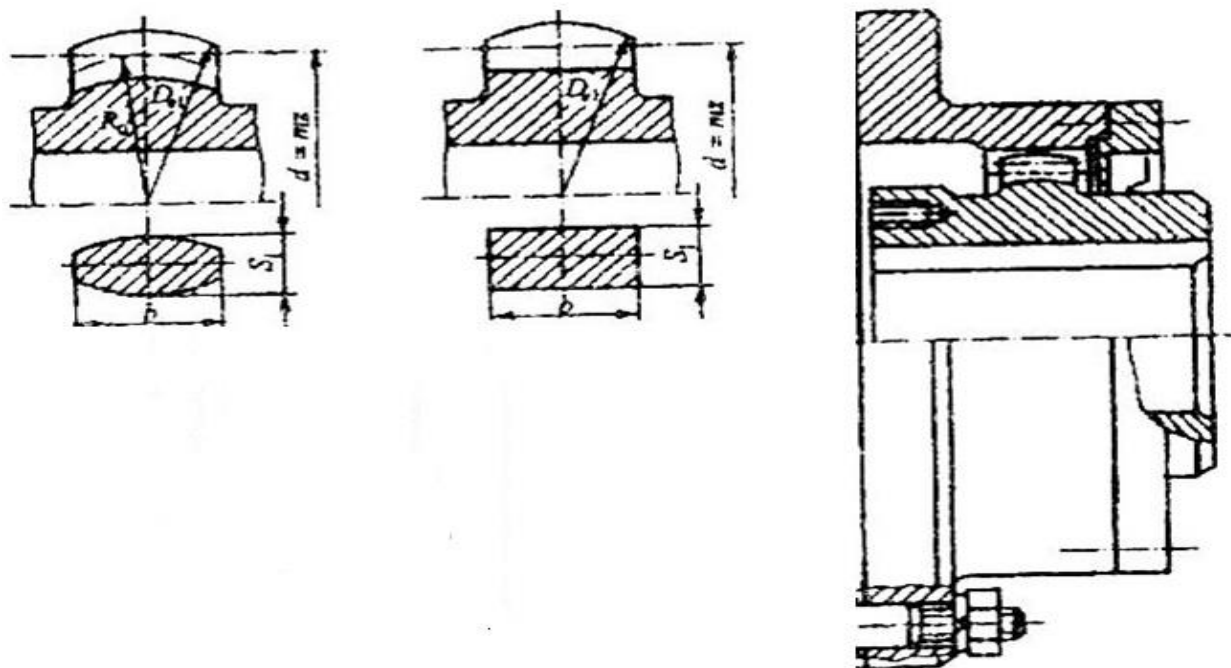


Рисунок 16 – Эскиз зубчатой-компенсирующей полумуфты.

Находим момент действующий на муфту:

$$T_p = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot T_3 \quad (73)$$

Где $K_1=1$ - коэффициент степени ответственности;

$K_2=1$ - коэффициент условий работы;

$K_3=1$ - коэффициент углового смещения;

$$T_p = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 852,48 \text{ Нм} = 852,48 \text{ Нм}$$

Условие прочности на смятие:

$$\sigma = 1000 \cdot T_p / (D_o^2 \cdot b) \leq [\sigma] \quad (74)$$

Где D_o - делительный диаметр зубьев;

$b=20\text{мм}$ - длина зуба;

$[\sigma]=12\dots 15 \text{ МПа}$ - допускаемое напряжения смятия;

Делительный диаметр:

$$D_o = z \cdot m \quad (75)$$

$$D_o = 48 \cdot 3 \text{ мм} = 144 \text{ мм}$$

Условие прочности на смятие:

$$\sigma = 1000 \cdot 852,48 \text{ Нм} / (20 \text{ мм} \cdot (144 \text{ мм})^2) = 2,06 \text{ МПа}$$

$$2,06 \text{ МПа} \leq 12 \dots 15 \text{ МПа}$$

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

2.5 Расчет фрикционной предохранительной полумуфты.

Таблица 8 – данные для расчета предохранительной полумуфты

Исходные данные:		
Мощность передаваемая полумуфтой (кВт)	P_4	1,65
Частота вращения полумуфты (мин^{-1})	n_4	19,14
Крутящий момент на полумуфте (Нм)	T_4	827,08
Диаметр вала исполнительного органа (мм)	d	53

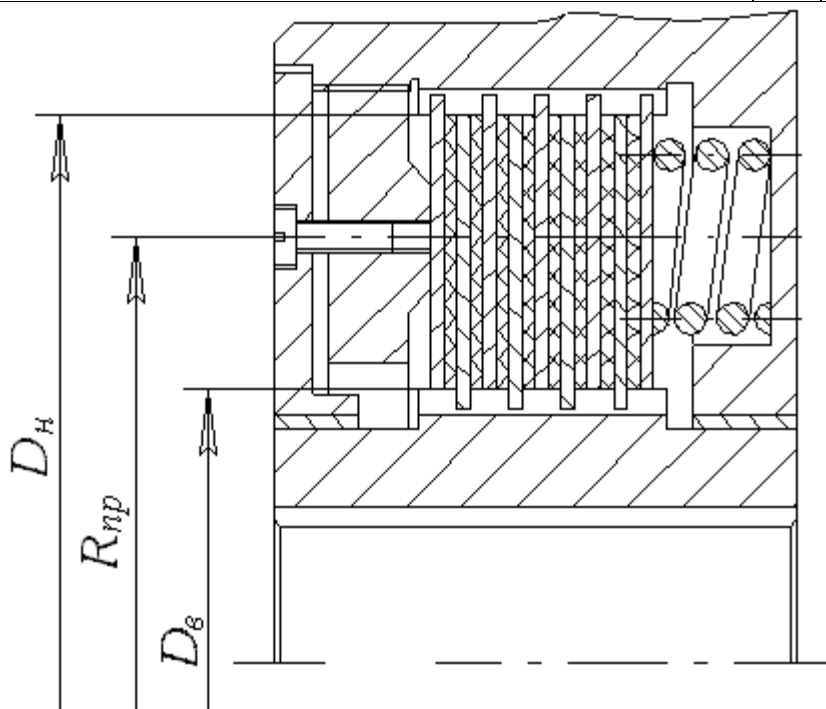


Рисунок 17 – Эскиз фрикционной муфты

Для расчета муфты зададимся диаметрами фрикционных дисков:

$$D_n = (3 \dots 5) \cdot d \quad (76)$$

$$D_{вн} = (0,5 \dots 0,6) \cdot D_n \quad (77)$$

$$D_n = 3,3 \cdot 53 \text{ мм} = 175 \text{ мм}; \quad D_{вн} = 0,6 \cdot 175 \text{ мм} = 105 \text{ мм}$$

Находим приведенный радиус фрикционных дисков:

$$R_{пр} = (D_n^3 - D_{вн}^3) / (3 \cdot (D_n^2 - D_{вн}^2)) \quad (78)$$

$$R_{пр} = ((175\text{мм})^3 - (105\text{мм})^3) / (3 \cdot ((175\text{мм})^2 - (105\text{мм})^2)) = 71\text{мм}$$

Определяем предельный момент срабатывания муфты:

$$T_{пр} = (1,25 \dots 1,5) \cdot T_4 \quad (79)$$

$$T_{пр} = 1,25 \cdot 827,08\text{Нм} = 1034\text{Нм}$$

Коэффициент трения и допустимое давления со смазкой $f=0,1$ и $[p]=0,8\text{МПа}$; без смазки соответственно $f=0,4$ и $[p]=0,3\text{МПа}$. Принимаем без смазки $f=0,4$; $[p]=0,3\text{МПа}$.

Рассчитаем средний диаметр кольца трения:

$$D_{ср} = (D_H + D_{вн}) / 2 \quad (80)$$

$$D_{ср} = (175\text{мм} + 105\text{мм}) / 2 = 140\text{мм}$$

Рассчитаем допустимую осевую силу, от пружин:

$$F_a = 0,25 \cdot \pi \cdot [p] \cdot (D_H^2 - D_{вн}^2) \quad (81)$$

$$F_a = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,3\text{МПа} \cdot ((175\text{мм})^2 - (105\text{мм})^2) = 4618\text{Н}$$

Рассчитаем требуемое количество пар трения:

$$z \geq 1000 \cdot T_{пр} / (f \cdot F_a \cdot R_{пр}) \quad (82)$$

$$z \geq 1000 \cdot 1034\text{Нм} / (0,4 \cdot 4618\text{Н} \cdot 71\text{мм}) = 7,88$$

Принимаем число пар трения $z=8$.

Уточняем допустимую осевую силу с учетом количества пар трения:

$$F_a = 1000 \cdot T_{пр} / (z \cdot f \cdot R_{пр}) \quad (83)$$

$$F_a = 1000 \cdot 1034\text{Нм} / (8 \cdot 0,4 \cdot 71\text{мм}) = 4551\text{Н}$$

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

2.5.1 Расчет пружин предохранительной муфты.

Определим параметры пружин из условия прочности:

$$\tau = 8 \cdot k \cdot F_2 \cdot D_0 / (\pi \cdot d^3) \leq [\tau] \quad (84)$$

Где τ - расчетное напряжение в поперечном сечении витка;

F_2 - сила, сжимающая пружину;

k - коэффициент, учитывающий влияние кривизны и поперечной силы;

Находим коэффициент кривизны:

$$k = (4 \cdot c + 2) / (4 \cdot c - 3) \quad (85)$$

Где c - индекс пружины;

$$c = D_0 / d \quad (86)$$

Индекс пружины выбираем из ряда 4; 5; 6; 8; 10. Принимаем $c=5$.

$$k = (4 \cdot 5 + 2) / (4 \cdot 5 - 3) = 1,29$$

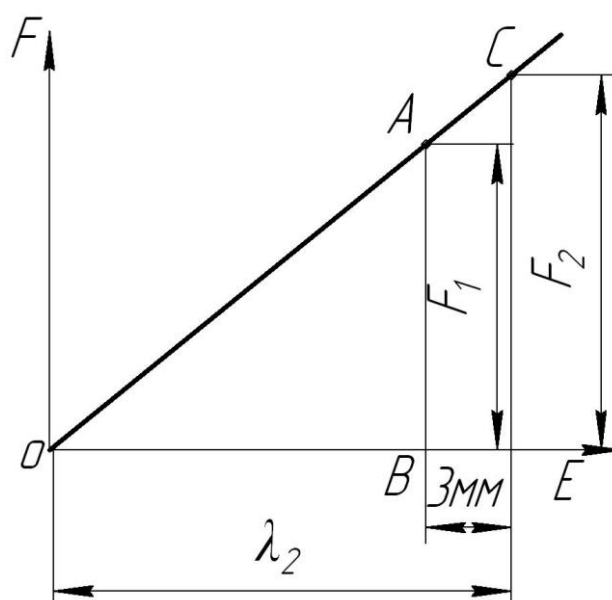


Рисунок 18 – диаграмма нагрузки пружины.

Наибольшая рабочая нагрузка:

$$F_2 = F_a / (3 \dots 10) \quad (87)$$

Принимаем число пружин равным 10 [6].

$$F_2 = 4551 \text{ Н} / 10 = 455,1 \text{ Н}$$

Выбор допускаемого напряжения:

Сталь 60С2А; имеет $\sigma_{\text{в}} = 1570 \text{ МПа}$, $[\tau] = 0,5 \cdot \sigma_{\text{в}} = 785 \text{ МПа}$.

Из формул (84) и (86) выражаем диаметр проволоки:

$$d = \sqrt[3]{(8 \cdot k \cdot F_2 \cdot c / [\tau])} \quad (88)$$

$$d = \sqrt[3]{(8 \cdot 1,29 \cdot 455,1 \text{ Н} \cdot 5 / 981,25 \text{ МПа})} = 2,12 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр проволоки по ГОСТ 1071-81 равным $d = 3 \text{ мм}$.

Средний диаметр пружины:

$$D_0 = c \cdot d = 5 \cdot 3 \text{ мм} = 15 \text{ мм}$$

Определяем рабочее число витков:

$$z = \lambda_2 \cdot G \cdot d / (8 \cdot F_2 \cdot c^3) \quad (89)$$

Где $\lambda_2 = 10 \text{ мм} \dots 20 \text{ мм}$ - рабочий ход пружины, принимаем $\lambda_2 = 15 \text{ мм}$;

$G = 80000 \text{ МПа}$ - модуль сдвига;

$$z = 15 \text{ мм} \cdot 80000 \text{ МПа} \cdot 3 \text{ мм} / (8 \cdot 455,1 \text{ Н} \cdot 5^3) = 7,91 \approx 8$$

Полное число витков:

$$z_0 = z + (1,5 \dots 2) = 8 + 2 = 10$$

Высота пружины при максимальном напряжении:

$$H_3 = z_0 \cdot S = 10 \cdot 0,3 \text{ мм} = 30 \text{ мм}$$

Гарантированный зазор:

$$S = 0,1 \cdot d = 0,1 \cdot 3 \text{ мм} = 0,3 \text{ мм}$$

Регулировочный ход:

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

$$\lambda_p = z \cdot S = 8 \cdot 0,3 \text{ мм} = 3 \text{ мм}$$

Максимальный ход пружины:

$$\lambda_3 = \lambda_2 + \lambda_p = 15 \text{ мм} + 3 \text{ мм} = 18 \text{ мм}$$

Высота пружины без нагрузки:

$$H_0 = H_3 + \lambda_3 = 30 \text{ мм} + 18 \text{ мм} = 48 \text{ мм}$$

Внешний диаметр пружины

$$D_1 = D_0 + d = 15 \text{ мм} + 3 \text{ мм} = 18 \text{ мм}$$

Шаг пружины:

$$t = d + \lambda_2 / z + S = 3 \text{ мм} + 15 \text{ мм} / 8 + 0,3 \text{ мм} = 5,18 \text{ мм}$$

Силы пружины при максимальной деформации до соприкосновения
ВИТКОВ:

$$F_3 = F_2 \cdot \lambda_3 / \lambda_2 \quad (90)$$

$$F_3 = 455,1 \text{ Н} \cdot 18 \text{ мм} / 15 \text{ мм} = 546,12 \text{ Н}$$

Максимальное фактическое напряжение:

$$\tau_{\max} = 8 \cdot k \cdot F_3 \cdot D_0 / (\pi \cdot d^3) \quad (91)$$

$$\tau_{\max} = 8 \cdot 1,29 \cdot 546,12 \text{ Н} \cdot 15 \text{ мм} / (3,14 \cdot (3 \text{ мм})^3) = 996,66 \text{ МПа}$$

$$\Delta = (\tau_{\max} - [\tau]) \cdot 100\% / \tau_{\max} \quad (92)$$

$$\Delta = (996,66 \text{ МПа} - 785 \text{ МПа}) \cdot 100\% / 996,66 \text{ МПа} = 20\%$$

Условие выполняется.

Условие прочности выполняется.

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

2.6 Проектирование исполнительного органа

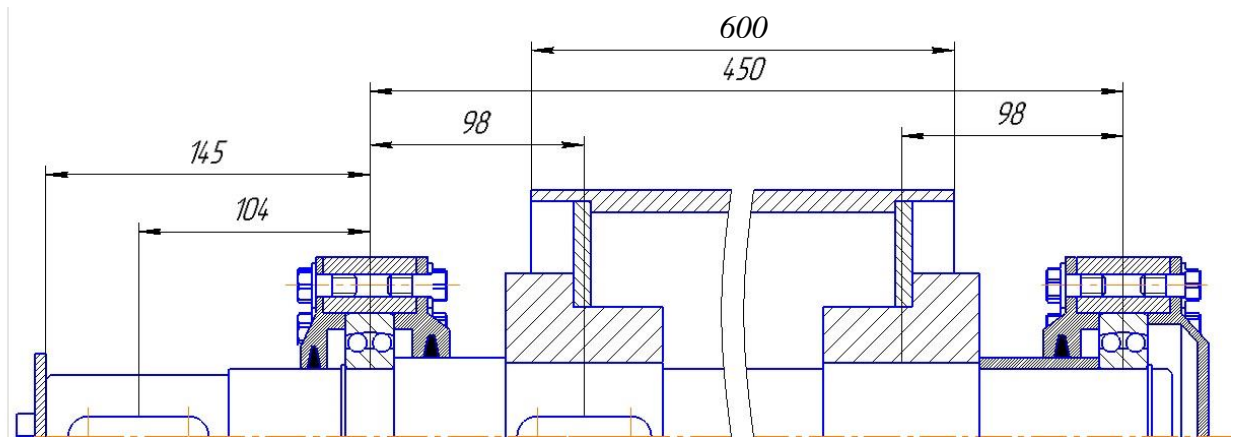


Рисунок – 19 тяговый барабан

2.6.1 Проектный расчет вала

Диаметр цапф вала в местах установки подшипников рассчитывается из условия прочности на смятие:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0.2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{827 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 20}} = 59,1 \text{ (мм)} \quad (93)$$

где $[\tau_k]=15...30$ (МПа) [5]

Полученное значение округлим до стандартного по ГОСТ 6636–69:

$$d = 60 \text{ (мм)}.$$

Входной конец вала, целесообразно спроектировать, коническим [1].

Для осевой фиксации колес и подшипников вал выполняют ступенчатым.

Высоту заплечника выбирают в зависимости от диаметра вала по формуле:

$$d_3 = 1.1 \cdot d = 1.1 \cdot 60 = 66 \text{ (мм)} \quad (94)$$

2.6.2 Подбор подшипников качения

Ввиду радиальных нагрузок были выбраны радиальные сферические двухрядные шарикоподшипники ГОСТ 28428-90 [14]:

Подшипник 1214 исполнение 1000 – с цилиндрическим отверстием внутри кольца. Серия диаметров 2. [2]

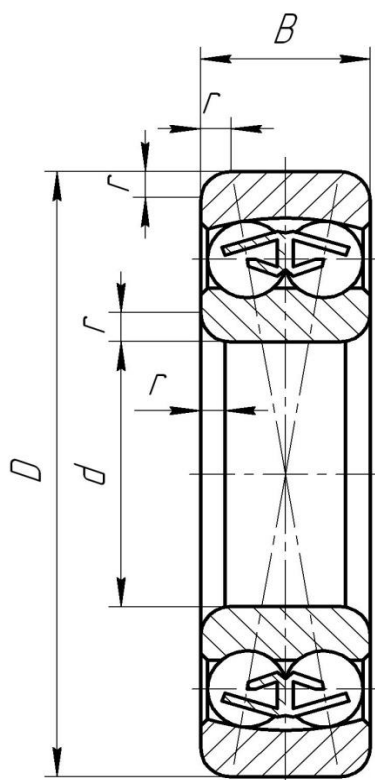


Рисунок 20 – Подшипник радиальный сферический, двухрядный

Таблица 9 – Геометрические характеристики подшипника

Условное обозначение	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C _r , кН	n	Масса, кг
1212	60	110	22	2,5	34	3000	0,9

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ

Лист

49

2.6.3 Подбор шпоночных соединений

Шпонка выбирается из ряда стандартных, по ГОСТ 23360-80 [40]

Таблица 10 – Размеры призматических шпонок

Диаметр вала, D	Шпонка			Шпоночный паз		
	b	h	с или r	Вал t_1	Втулка t_2	с или r
55	18	11	0.4...0.6	6	5,4	0.25...0.4
66	18	11	0.4...0.6	6	5,4	0.25...0.4

Для фиксации муфты на цилиндрическом конце вала:

Шпонка 18×11×63 ГОСТ 23360-80

Для фиксации барабана исполнительного органа на валу:

Шпонка 18×11×60 ГОСТ 23360-80

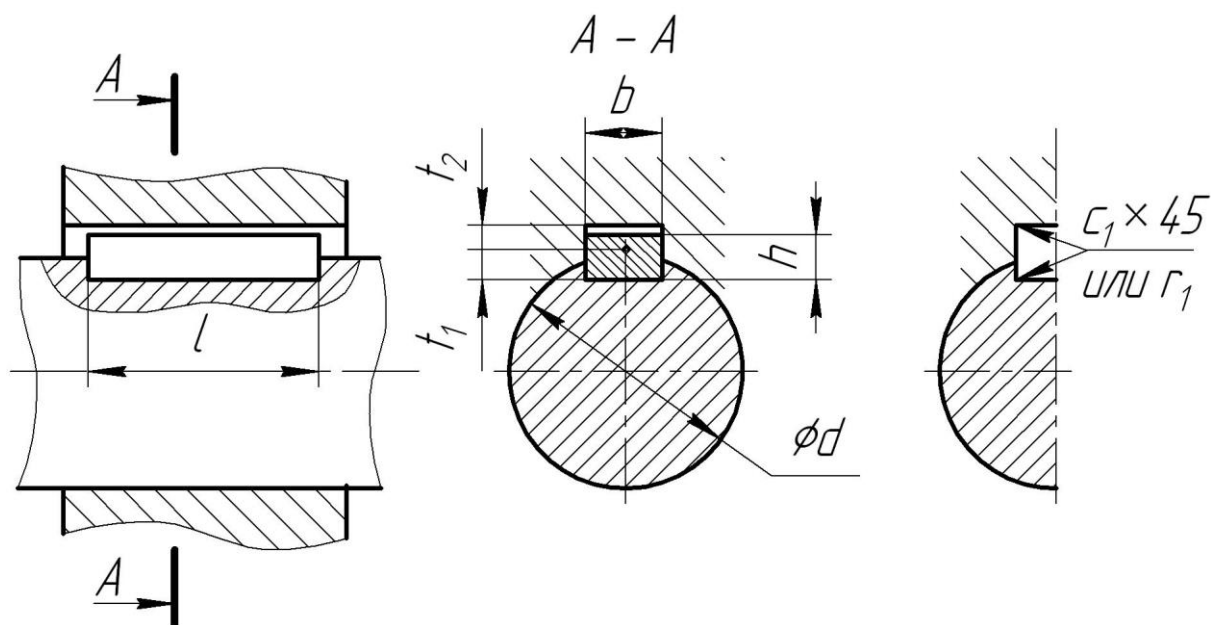


Рисунок 21 – Геометрические параметры шпоночного соединения

2.6.4 Проверочный расчет шпоночных соединений для вала исполнительного органа

Расчет шпоночного соединения на прочность проводится по напряжениям смятия:

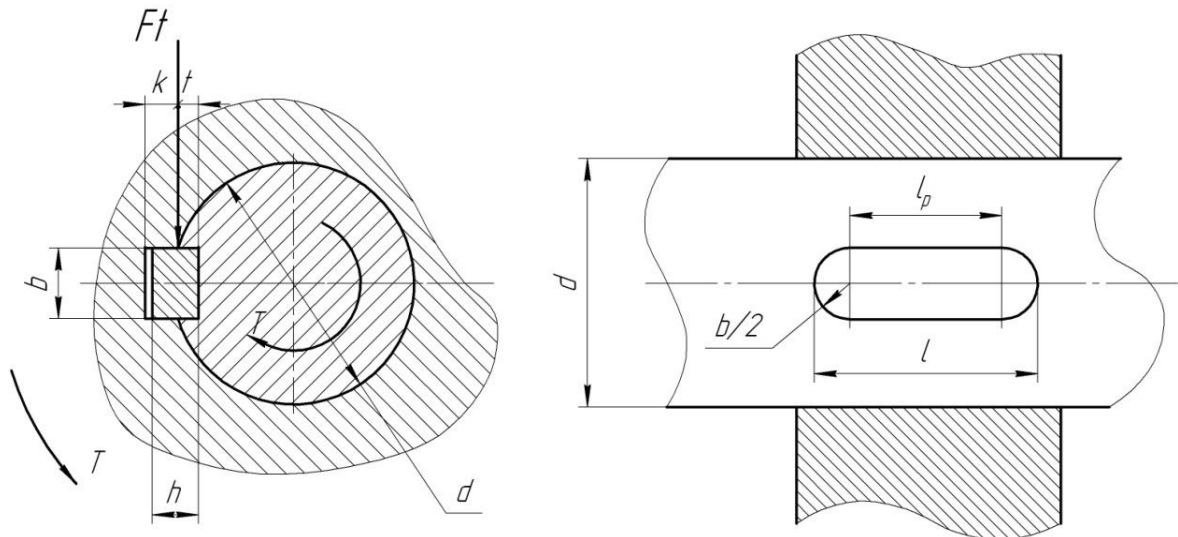


Рисунок 22 – Расчетная схема шпоночного соединения

Условие прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t)} \leq [\sigma_{см}] \quad (95)$$

$[\sigma_{см}] = 150$ (МПа) – допускаемые напряжения на смятие.

Для фиксации муфты на цилиндрическом конце вала:

Шпонка 18×11×63 ГОСТ 23360-80.

$T = 827$ (Н·м) – момент на валу;

l_p – рабочая длина шпонки:

$$l_p = l - b = 63 - 18 = 45 \text{ (мм)} \quad (96)$$

$b = 18$ (мм) – ширина шпонки;

$d = 55$ (мм) – диаметр посадочной части вала;

$h = 11$ (мм) – высота шпонки;

$t = 6$ (мм) – глубина паза на валу.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ

Лист

51

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 827}{55 \cdot 45 \cdot (11 - 6)} = 133.6 \text{ (МПа)};$$

$$133,6 < 150$$

Условие прочности выполнено, запас прочности обеспечен.

Для фиксации барабана исполнительного органа на валу:

Шпонка 18×12×60 ГОСТ 23360-80.

$T = 828 \text{ (Н·м)}$ – момент на валу;

l_p – рабочая длина шпонки:

$$l_p = l - b = 60 - 18 = 42 \text{ (мм)},$$

$b=18 \text{ (мм)}$ – ширина шпонки;

$d=66 \text{ (мм)}$ – диаметр посадочной части вала;

$h=11 \text{ (мм)}$ – высота шпонки;

$t=6 \text{ (мм)}$ – глубина паза на валу.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 828}{66 \cdot 42 \cdot (11 - 6)} = 120 \text{ (МПа)};$$

$$120 < 150$$

Условие прочности выполнено, запас прочности обеспечен.

2.6.5 Проверочный расчет вала исполнительного органа на статическую прочность по эквивалентному моменту

Определим силы, действующие на тяговый барабан:

$$Q = F_t = 7500 \text{ Н},$$

Крутящий момент на валу барабана:

$$T = 828 \text{ (Н·м)}.$$

$$F_M = 250 \cdot \sqrt{T} = 250 \cdot \sqrt{828} = 7194 \text{ Н} \quad (97)$$

При построении эпюр от реальной конструкции, переходим к расчетной схеме, заменяя опоры соответствующими им реакциями.

Материал вала Сталь 45 ГОСТ 1050-88 [20]:

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

$$H_B = 200; \sigma_B = 560(\text{МПа}); \sigma_T = 280(\text{МПа}); \tau_T = 150(\text{МПа});$$

$$\sigma_{-1} = 250(\text{МПа}); \tau_{-1} = 150(\text{МПа}).$$

Для определения реакции в опорах, составим уравнения равновесия:

Сумма моментов всех сил, относительно первой опоры («А»):

$$\sum M_A = -\frac{Q}{2} \cdot 0,098 - \frac{Q}{2} \cdot (0,098 + 0,254) + Y_B \cdot (0,098 + 0,098 + 0,254) = 0 \quad (98)$$

$$Y_B = 3750 \text{ (Н)}.$$

$$\sum M_A = -F_m \cdot 0,104 + X_B \cdot (0,098 + 0,254 + 0,098) = 0 \quad (99)$$

$$X_B = \frac{F_m \cdot 0,104}{0,45} = 1663 \text{ (Н)}$$

Сумма моментов всех сил, относительно второй опоры («В»):

$$\sum M_B = -Y_A \cdot (0,098 + 0,098 + 0,254) + \frac{Q}{2} \cdot 0,098 + \frac{Q}{2} \cdot (0,098 + 0,254) = 0,$$

$$Y_A = 3750 \text{ (Н)}.$$

$$\sum M_B = -F_m \cdot (0,104 + 0,098 + 0,254 + 0,098) + X_A \cdot (0,143 + 0,143 + 0,16) = 0$$

$$X_A = \frac{F_m \cdot 0,554}{0,45} = 8857 \text{ (Н)}$$

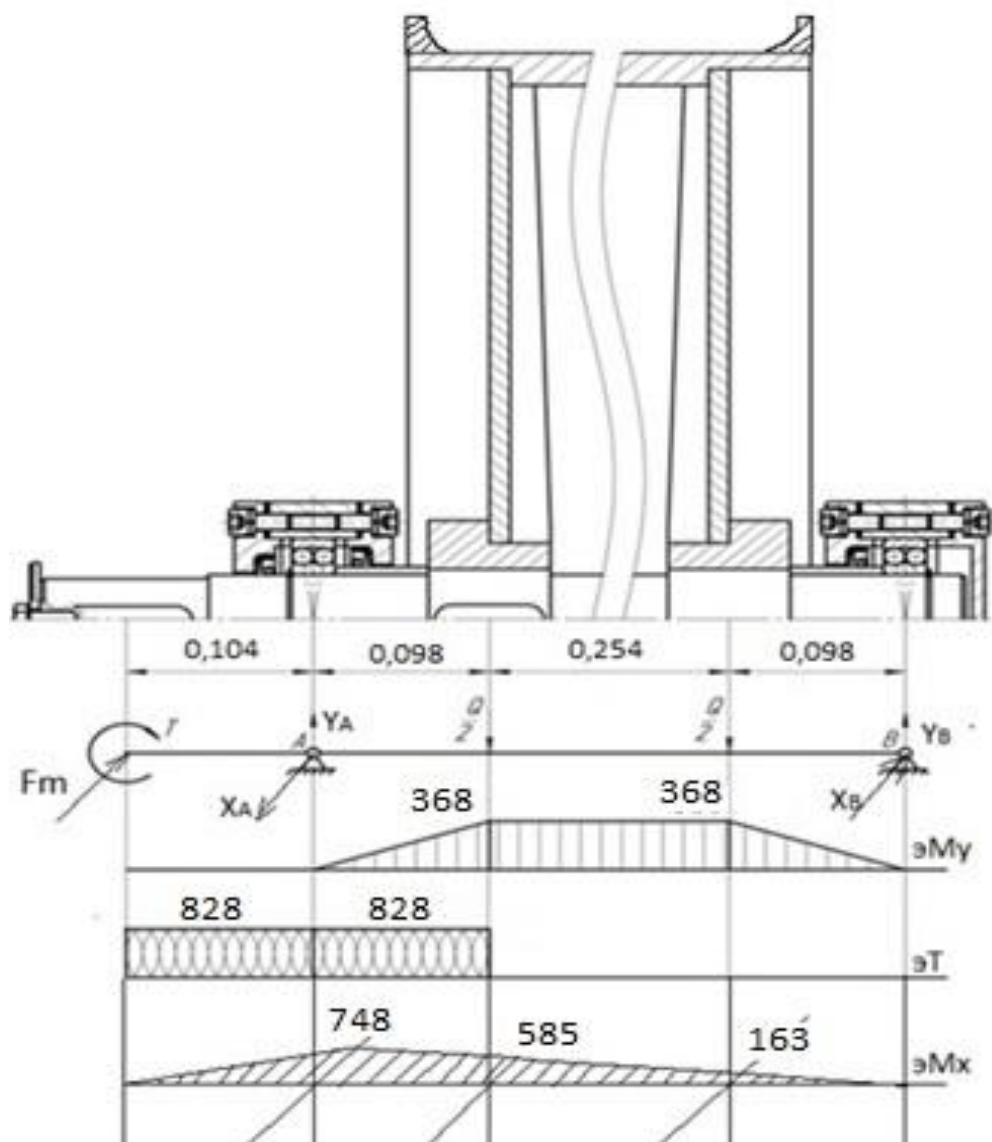


Рисунок 23 – Расчетная схема вала исполнительного органа

Так как опора А нагружена больше чем опора В, расчет ведет по сечению А:

Изгибающий момент:

В сечении 1:

$$M_{и1} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{368^2 + 585^2} = 691 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (100)$$

В сечении 2:

$$M_{и2} = 748 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и2} \cdot 10^3}{W} = \frac{M_{и2} \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16 \cdot d}} =$$

$$= \frac{748 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 66^3}{32} - \frac{18 \cdot 11 \cdot (2 \cdot 66 - 11)^2}{16 \cdot 66}} = 29 \text{ (МПа)} \quad (101)$$

$$\tau_{к} = \frac{T \cdot 10^3}{W_p} = \frac{T \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16 \cdot d}} =$$

$$= \frac{828 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 66^3}{16} - \frac{18 \cdot 11 \cdot (2 \cdot 66 - 11)^2}{16 \cdot 66}} = 16 \text{ (МПа)} \quad (102)$$

где W – осевой момент сопротивления (сечения вала с учетом шпонки),

W_p – полярный момент сопротивления (сечения вала с учетом шпонки),

Из формул, показанных выше следует:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M_{\text{ЭКВ}} \cdot 10^3}{W} \leq [\sigma],$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{748^2 + 828^2} = 1115 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (103)$$

$$\sigma_{и} = \frac{M_{\text{ЭКВ}} \cdot 10^3}{W} = \frac{M_{\text{ЭКВ}} \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16 \cdot d}} =$$

$$= \frac{1115 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 66^3}{32} - \frac{18 \cdot 11 \cdot (2 \cdot 66 - 11)^2}{16 \cdot 66}} = 44 \text{ (МПа)}.$$

$$[\sigma] = \frac{[\sigma_{и}]}{K_p};$$

$$[\sigma_{и}] = \frac{\sigma_T}{[n]};$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{K_p \cdot [n]} = \frac{280}{1,5 \cdot 2} = 93,3 \text{ (МПа)};$$

$$44 < 93,3$$

где $K_p=1,5$ – коэффициент перегрузки машины.

Фактический коэффициент запаса прочности:

$$n_1 = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{ЭКВ1}}} = \frac{93,3}{44} \approx 2,1 \quad (104)$$

Условие прочности выполнено, запас прочности обеспечен [7].

2.6.6 Проверочный расчет вала исполнительного органа на выносливость

Определим запас прочности из условия прочности:

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}, \quad (105)$$

где n_σ – запас прочности по нормальным напряжениям,

n_τ - запас прочности по касательным напряжениям [5]

Из данного условия прочности, выразим запас прочности n в чистом виде:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] \quad (106)$$

где $[n]=2\dots3$ – допустимый запас прочности, предшествующий разрушению.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (107)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \cdot \varepsilon} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (108)$$

где $K_\sigma = 1.6$; $K_\tau = 1.4$ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений (коэффициенты берутся с учетом напряжения шпоночного паза в сечении),

$\beta = 2$ - коэффициент упрочнения материала,

$\varepsilon = 0.85$ – масштабный фактор, зависящий от размера (с учетом работы вала в данном сечении),

ψ_σ, ψ_τ - коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла нагружения,

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 560 = 0,132;$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,132 = 0,066.$$

σ_a, τ_a – амплитудные значения,

σ_m, τ_m – значения цикла.

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{и}}{2} = 14,5 \text{ (МПа)},$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_a}{2} = 8 \text{ (МПа)}.$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{250}{\frac{1,6}{2 \cdot 0,85} \cdot 14,5 + 0,132 \cdot 14,5} = 16;$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \cdot \varepsilon} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{150}{\frac{1,4}{2 \cdot 0,85} \cdot 8 + 0,066 \cdot 8} = 21;$$

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{16 \cdot 21}{\sqrt{16^2 + 21^2}} = 12,7.$$

$$12,7 > 2,5$$

Условие прочности выполнено, запас прочности обеспечен.

2.6.7 Расчет вала на предотвращение пластические деформации.

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{эквMax}}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{\text{иmax}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2}} \geq [S_T] \quad (109)$$

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

$$[S_T] = 1,3 \dots 1,8$$

$$\sigma_{\text{иmax}} = \frac{K_{\text{п}} \cdot M_{\text{и}}}{W} = \frac{32 \cdot K_{\text{п}} \cdot M_{\text{и}}}{\pi \cdot d^3} = \frac{10 \cdot K_{\text{п}} \cdot M_{\text{и}}}{d^3} \quad (110)$$

Где $K_{\text{п}}$ – коэффициент перегруза для изгибающего момента, принимаем 2,4;

$$\sigma_{\text{иmax}} = \frac{10 \cdot 2,4 \cdot 748 \cdot 10^3 \text{ Нмм}}{(66 \text{ мм})^3} = 62,4 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{K_{\text{п}} \cdot T}{W_{\text{р}}} = \frac{16 \cdot K_{\text{п}} \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{5 \cdot K_{\text{п}} \cdot T}{d^3} \quad (111)$$

Где $K_{\text{п}}$ – коэффициент перегруза для крутящего момента, принимаем 1,5;

$$\tau_{\text{max}} = \frac{5 \cdot 1,5 \cdot 828 \cdot 10^3}{(66 \text{ мм})^3} = 21,6 \text{ МПа}$$

Тогда эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{\text{эквMax}} = \sqrt{\sigma_{\text{иmax}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2} = \sqrt{62,4^2 + 3 \cdot 21,6^2} = 73 \text{ МПа} \quad (112)$$

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{эквMax}}} = \frac{280 \text{ МПа}}{73 \text{ МПа}} = 3,8$$

$$3,8 > 1,8$$

Закон прочности выполняется.

2.6.8 Проверочный расчет подшипников исполнительного органа на ресурс

Эквивалентная нагрузка на подшипник:

$$Pr = (V \cdot X \cdot F_r + Y + F_a) \quad (113)$$

где F_r – радиальная нагрузка;

F_a – осевая нагрузка;

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

X , Y – коэффициенты учитывающие радиальную и осевую нагрузки соответственно,

K_B – коэффициент безопасности;

K_T – коэффициент температуры;

V – коэффициент вращения кольца;

Учитывая, что $F_a = 0$ и $X = 1$, для радиального подшипника приведенная динамическая нагрузка найдется из равенства:

$$Pr = V \cdot R_A \cdot K_B \cdot K_T \quad (114)$$

где $V = 1$,

$K_B = 1$,

$K_T = 1$.

Сила действующая на первый подшипник вала и.о :

$$R_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{8857^2 + 3750^2} = 9618 \quad (115)$$

$$Pr = 1 \cdot 9618 \cdot 1 \cdot 1 = 9618 \text{ (Н)}.$$

Базовая динамическая радиальная грузоподъемность : $C_r = 34 \text{ (кН)} = 34000 \text{ (Н)}$.

Определяем по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс подшипника:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{Pr}\right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (116)$$

где: $a_1 = 1$ – коэффициент долговечности, при вероятности безотказной работы 90%;

$a_{23} = 0,6$ – коэффициент, характеризующий влияние на долговечность материала подшипника и условий его эксплуатации, для шарикоподшипников сферических двухрядных.

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

$k = 3$ – показатель степени, для шарикоподшипников сферических двухрядных подшипников.

$n = 19.1$ – частота вращения вала исполнительного органа.

$$L = 1 \cdot 0,6 \cdot \left(\frac{34000}{9618}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 19,1} = 23128 \text{ (ч)}.$$

Сравниваем с требуемым ресурсом:

$$23128 \geq 12000.$$

Полученный ресурс удовлетворяет требованиям, подшипники работоспособны.

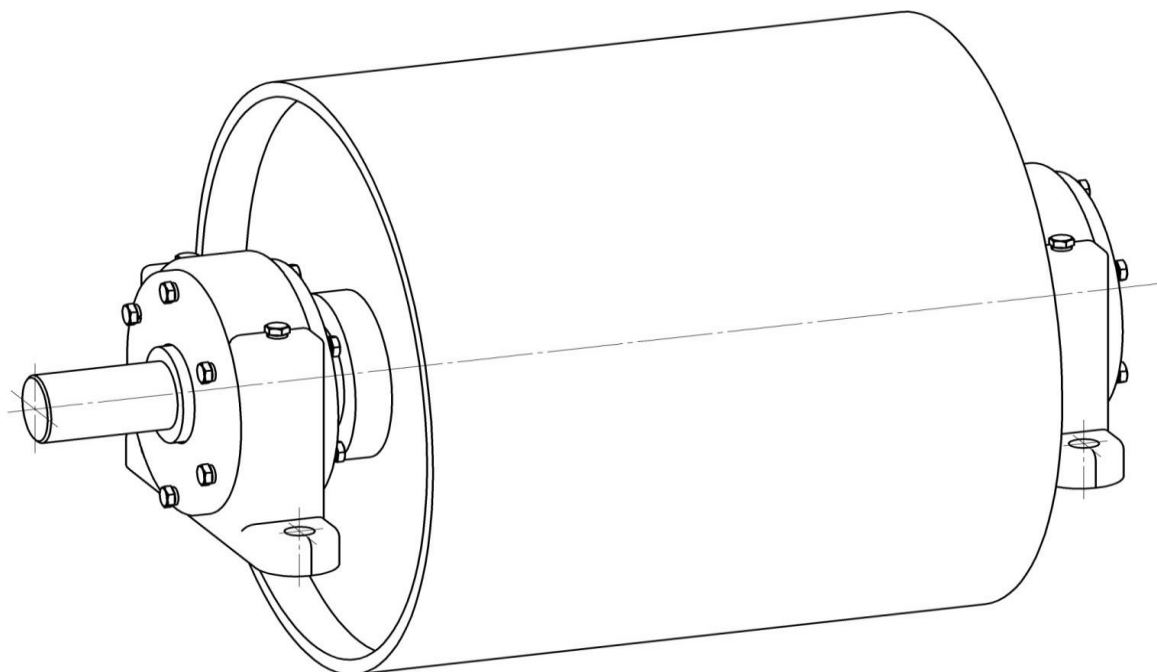


Рисунок 24 – Барабан приводной (ИО)

Вывод по разделу: спроектирован привод ленточного конвейера, с усилием 7500 Н. Выбран электродвигатель АИР-100L6 с мощностью 2,2 кВт и частотой вращения 1000 об/мин. Выбрана и рассчитана клиноременная передача. Сделаны проектировочные и проверочные расчеты червячного редуктора Ч-160 с передаточным отношением $i = 31,5$. Для соединения тихоходного вала и вала исполнительного механизма, была выбрана комбинированная муфта. Спроектирован исполнительный механизм для привода.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе выполнено проектирование привода ленточного конвейера, которое включило в себя: выбор электродвигателя и червячного редуктора, расчет ременной передачи, расчет и проектирование комбинированной муфты, проектирование исполнительного механизма.

Выбран электродвигатель АИР-100L6 с выдаваемой мощностью 2,2 кВт и частотой вращения 1000 об/мин.

Спроектирована клиноременная передача с передаточным отношением $i = 2,43$.

Был спроектирован червячный одноступенчатый редуктор с межосевым расстоянием 160 и передаточным отношением $i = 31,5$. Были выбраны материалы червячной передачи, для червячного колеса БРА9ЖН-10-4-4 и червяка 40Х. Произведены проверочные расчеты редуктора. Созданы чертежи деталей редуктора: червячного колеса и червяка.

Был выполнен расчет комбинированной муфты. Спроектирована зубчато-компенсирующая полумуфта и выполнен расчет фрикционной предохранительной полумуфты.

Для данного привода был сделан тяговый барабан с окружным усилием 7.5 кН и окружной скоростью 0,22 м/с. Произведен расчет вала на сопротивление усталости в котором были определены нормальные и касательные напряжения.

По результатам проведенных расчетов рассчитан и спроектирован привод ленточного конвейера.

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Анурьев, В.И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3т. Т.3 – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение. 2001. – 864 с.
- 2 Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998. – 447 с.
- 3 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин – М.: Высшая школа, 1978.–352с.
- 4 Детали машин: Учебник для вузов / Гузенков П.Г. – 4-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 1986. – с.:ил.
- 5 Сохрин, П.П., Кулешов В.В. Проектирование валов: Учебное пособие. Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2000. – 94с.
- 6 Ряховский, О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384с.: ил.
- 7 Землянский, Ю.М. Конструкция и расчет исполнительного механизма привода: учебное пособие /Ю.М. Землянский. – Издательский центр ЮУрГУ, 2014. – 61 с.
- 8 Устиновский, Е.П. Проектирование передач зацеплением с применением ЭВМ: учебное пособие/Е.П. Устиновский, Ю.А. Шевцов, Е.В. Вайчулис. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2002. – 193 с.
- 9 ГОСТ 15150–69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 3 с
- 10 ГОСТ 19650–74. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 2 с
- 11 ГОСТ 6636–69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 3 с

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

- 12 ГОСТ 4543–71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – 3 с
- 13 ГОСТ 613–79. Бронзы оловянные литейные. Марки. – М.: Изд-во стандартов, 2000. – 6 с
- 14 ГОСТ 28428–90. Подшипники радиальные шариковые сферические двухрядные. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 3 с
- 15 ГОСТ Р 50892–96. Муфты упругие компенсирующие. – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 2 с
- 16 ГОСТ 2590–06. Прокат сортовой стальной горячекатаный круглый. Сортамент. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 2 с
- 17 ГОСТ 9013–59. Металлы. Метод измерения твердости по Роквеллу. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 4 с
- 18 ГОСТ 1033–79. Смазка солидол жировой. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 3 с
- 19 ГОСТ 13498–79. Платина и платиновые сплавы. Марки. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 3 с
- 20 ГОСТ 1050–88. Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 2 с
- 21 ГОСТ 2.318–81. Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Правила упрощенного нанесения размеров отверстий. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 2 с
- 22 ГОСТ 2.305–08. Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Изображения - виды, разрезы, сечения. – М.: Изд-во стандартов, 2008. – 3 с
- 23 ГОСТ 3675–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 2 с
- 24 ГОСТ 30893.2-мк. Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 3 с

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

- 25 ГОСТ 2.307–11. Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Нанесение размеров и предельных отклонений. – М.: Изд-во стандартов, 2011. – 4 с
- 26 ГОСТ 1412–85. Чугун с пластинчатым графитом для отливок. Марки.– М.: Изд-во стандартов, 1986. – 3 с
- 27 ГОСТ 4543–71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – 2 с
- 28 ГОСТ 13755–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 3 с
- 29 ГОСТ 10342–80. Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 3 с
- 30 ГОСТ 8752–79. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 3 с
- 31 ГОСТ 28428–90. Подшипники радиальные шариковые сферические двухрядные. Технические условия.– М.: Изд-во стандартов, 1990. – 2 с
- 32 ГОСТ 6402–70. Шайбы пружинные. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 3 с
- 33 ГОСТ 5915–70. Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 3 с
- 34 ГОСТ 6402–70. Шайбы пружинные. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1970. – 2 с
- 35 ГОСТ 24379.1–80. Болты фундаментные. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 3 с
- 36 ГОСТ 7808–70. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1970. – 3 с
- 37 ГОСТ 23360–78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 3 с

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

38 ГОСТ 2479-79 Машины электрические вращающиеся. Условные обозначения конструктивных исполнений по способу монтажа.

39 ГОСТ 50895-96 Муфты зубчатые

40 ГОСТ Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки

41 ГОСТ 7798-70 Болты с шестигранной головкой класса точности В. Конструкции и размеры.

42 <https://arxipedia.ru/proizvodstvo-izvesti/lentochnyj-konvejer-2.html>

					23.03.02.2019.021.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65